

Danksagmüller, Christian

Berechnung und Dimensionierung eines Heizkondensators

DIPLOMARBEIT

HOCHSCHULE MITTWEIDA (FH)

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Maschinenbau / Feinwerktechnik
Studiengang Technische Gebäudeausrüstung

Mittweida / Vöcklabruck, 2008

Erstprüfer: Prof. Dipl.- Ing. Gerhard LEUTERT

Zweitprüfer: Dekan Prof. Dr.-Ing. Gerhard GEBHARDT

vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung

Danksagmüller, Christian:

Berechnung und Dimensionierung eines Heizkondensators. – 2008.- 97 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Maschinenbau / Feinwerktechnik,
Diplomarbeit, 2008

Referat

Das Ziel der Diplomarbeit liegt darin, einen Heizkondensator, welcher in einem Dampfkraftwerk das nach dem Prinzip der Heizwärmekoppelung arbeitet, thermodynamisch zu berechnen.

Es sind dies Kondensatoren, deren Rohrbündel nicht von Kühlwasser sondern von Heizwasser aus einem Fernwärmenetz durchflossen werden. Dabei wird ein Teil des die Hochdruckturbine verlassenden Dampfmassenstroms vor dem Eintritt in die Niederdruckturbine abgezweigt und in einen oder mehrere Heizkondensatoren eingeleitet, in welchem dieser im Außenraum Wärme an das im Rohrbündel befindliche Rücklaufwasser der Fernwärme abgibt. Dieses wird dadurch erhitzt und verlässt als Vorlauf wieder den Kondensator. Das sich im Außenraum bildende Kondensat wird dem Dampfkraftprozess wieder zugeführt.

Der eigentlichen thermodynamischen Berechnung geht die konstruktive Auslegung des Rohrbündels voraus.

In den Kapiteln der folgenden thermodynamischen Berechnung wird neben dem inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten auch der Wärmedurchgangsfaktor für das Rohrbündel berechnet, womit die für die Übertragung der Leistung erforderliche Rohrbündellänge berechnet werden kann.

Zuletzt werden noch diverse vereinfachende Rechenansätze zur Berechnung eines Heizkondensators diskutiert.

Inhaltsverzeichnis

– Diplomarbeit –

	Formelzeichen	I
1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung.....	1
1.2	die einfache Dampfkraftanlage.....	2
1.2.1	Energiebilanz der einfachen Dampfkraftanlage	4
1.2.2	der Clausius–Rakine–Prozess.....	9
1.2.3	Energetische Betrachtung des Dampfturbinenkondensators	17
1.3	Kraft–Wärme–Kopplung Heizkraftwerke	20
2	Aufbau und Wirkungsweise des Heizkondensators	24
3	Thermodynamische Betrachtung.....	29
3.1	Allgemeine thermodynamische Definitionen.....	29
3.2	Thermodynamische Herleitung und Grundbetrachtung	32
4	Analyse und Vergleich verschiedener Bauformen	36
5	Berechnung der Hauptabmessungen im Querschnitt	41
5.1	Berechnung, Dimensionierung und Festlegung des Rohrbündelbildes.....	41
6	Wärmeübertragung in Rohrbündelwärmeübertragern.....	56
6.1	Allgemeine Zusammenhänge der Wärmeübertragung	56
6.2	Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohren.....	59
6.3	Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohrbündel.....	61
6.4	Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohrbündel mit Umlenkblechen ...	64
6.5	Berechnung des Korrekturfaktors f_w für Rohrbündel–Wärmeübertrager mit Segment–Umlenkblechen.....	67
7	Berechnung des äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten der Phase II.....	88
8	Berechnung des Wärmedurchganges.....	90
9	Berechnung der erforderlichen Rohrbündellänge.....	93
10	Schlussbetrachtung	95
	Literaturverzeichnis	99
	Erklärung zur selbstständigen Anfertigung	100

1. Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

Gegenstand dieser Arbeit ist die thermodynamische Berechnung eines Heizkondensators nach vorgegebenen Randbedingungen. Es besteht die Zielsetzung, das Rohrbündel und den Außenraum des Kondensators soweit zu berechnen und konstruktiv zu gestalten, dass anhand dieser Ergebnisse ein entsprechender Konstruktionsentwurf durch einen Konstrukteur erstellt werden könnte.

Dem jeweiligen Kapitel ist eine einführende Grundbetrachtung vorangestellt, welche die zu lösende Problemstellung kurz skizziert und in weiterer Folge diverse Lösungsansätze aufzeigt. Die aufgezeigten Berechnungsschritte werden zunächst in allgemein gültiger Form angeschrieben und in weiterer Folge auf die konkrete Problemstellung angewendet.

Besonderes Augenmerk wird auf die exakte Berechnung der Geschwindigkeit des Dampfes im Außenraum zwischen den Rohrreihen gelegt, da gerade bei strömendem Heißdampf aufgrund der geringen Dichte aus dem gegebenen Massenstrom hohe Volumenströme resultieren, die es erfordern, den Eintrittsbereich sorgfältig zu berechnen.

1.2 Die einfache Dampfkraftanlage

Für die erste Näherung betrachte ich zunächst das verhältnismäßig einfache Modell eines Dampfkraftwerkes welches, wie aus Abbildung 1 hervorgehend und aus folgenden Komponenten bestehend ist:

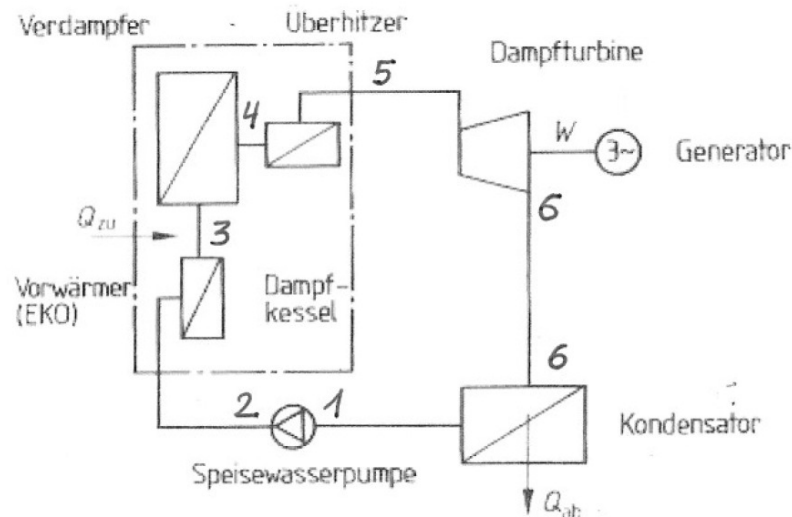


Abb.1.2.1 Schemata einer einfachen Dampfkraftanlage [8]

Die Betrachtung des geschlossenen Dampfkraftprozess erfolgt zwischen den Punkten 1 – 6. In diesem Abschnitt verrichtet die Speisewasserpumpe ihre (technische) Arbeit und versorgt den Dampfkessel stetig (bestehend aus dem Vorwärmer, dem Verdampfer und dem Überhitzer) mit Kreislaufwasser. Es findet eine Druckerhöhung von p_1 hin zu p_2 statt.

Aufgrund des geringen spezifischen Volumens des flüssigen Wassers ist die dafür durch die Speisewasserpumpe aufzuwendende Arbeit im Verhältnis zu der Größenordnung der Anlagenleistung klein.

Zwischen den Arbeitspunkten 1 und 2 sorgt die Speisewasserpumpe für eine Druckerhöhung und speist gleichzeitig den Dampferzeuger mit Kondensatwasser.

Im Dampfkessel, zusammengefasst aus Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer, wird das Kreislaufwasser zunächst hinsichtlich seiner Temperatur angehoben und dann die eigentliche Aggregat – Zustandsänderung durch weitere Wärmezufuhr hervorgerufen. Die Aufteilung der Prozessabschnitte ist dabei derart gewählt, dass im Vorwärmer die Siedetemperatur (Einsetzen der Verdampfung), im Verdampfer die Überführung der siedenden Flüssigkeit in gesättigtem Dampf bei konstant bleibender Temperatur und im Überhitzer letztlich die Weiterentwicklung des Sattdampfes zu Heißdampf (Wassergehalt im Dampf $x = 1$) erreicht wird.

Tritt dem zufolge das Kreislaufwasser im Prozesspunkt 2 in den Dampfkessel in Form von Wasser ein, verlässt es selbigen im Punkt 5 als überhitzter Dampf.

Erst in der nachgeschalteten Dampfturbine wird die eigentliche Leistung freigesetzt. Durch die Expansion des Dampfes in der Strömungsmaschine kann an der rotierenden Welle technische Arbeit abgenommen und damit eine andere Maschine, z.B. für die Erzeugung von elektrischem Strom durch einen Generator, angetrieben werden.

Im dem der Dampfturbine nachgeschalteten Kondensator wird der gesättigte Dampf kondensiert und durch die Kesselwasserpumpe als Kondensat wieder dem Dampferzeuger zugeführt.

1.2.1 Energiebilanz der einfachen Dampfkraftanlage

Wie bereits Abbildung 1.2.1 bei näherer Betrachtung erkennen lässt, sind bei der Dampfkraftanlage drei voneinander getrennte Stoffkreisläufe zu unterscheiden.

Es sind dies der:

- Brennstoff – Luft – Abgas – Asche-Kreislauf
- Wasser – Dampf-Kreislauf
- Kühlwasser-Kreislauf

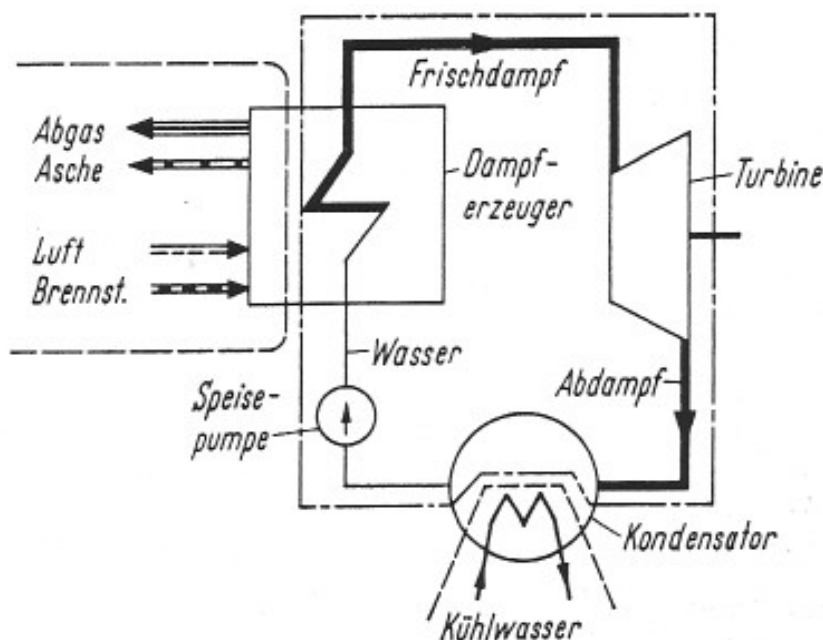


Abb.1.2.1.1 Schaltbild einer einfachen Dampfkraftanlage [1]

Von den drei definierten Kreisläufen ist der erste zur Umgebung hin offen (Brennstoff wird durchgehend frisch zugeführt, Frischluft der Umgebung entzogen und Abgase bzw. Asche an diese wieder abgegeben), der zweite in sich geschlossen (es findet kein Austausch mit der Umgebung statt) und der dritte wiederum nach außen hin offen, da Wärme durch die Übertragung auf das Kühlwasser abgegeben wird.

Wie aus Abbildung 1.2.1.1 zu erkennen ist, wird ein Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B mit einem Zuluftmassenstrom \dot{m}_{ZUL} mit der Temperatur der Umgebung ϑ_U und der Enthalpie h_L zu einer Reaktion (Verbrennung) gebracht.

Mit der dadurch freigesetzten Wärme wird ein Speisewasserstrom mit den Eintrittszuständen ϑ_2 und h_2 in den Frischdampfzustand ϑ_5 und h_5 überführt (für die Massenströme gilt natürlich die Gesetzmäßigkeit der Kontinuität, womit der Massenstrom des Wassers = dem Massenstrom des Dampfes ist). Abzuführen ist der Abgasmassenstrom mit dem Zustand ϑ_A und h_A .

Die Grundgleichung für die Beschreibung dieses Prozesses ist der 1. Hauptsatz für stationäre Fließprozesse.

Er lautet in ungekürzter, vollständiger Form, angeschrieben zwischen den beiden Punkten 1 und 2 [1]:

$$\dot{Q}_{12} + P_{12} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad [1] \text{ Gl.(1.2.1.1)}$$

Darin enthalten sind:

\dot{Q}_{12} ... Wärmestrom [J/s]

P_{12} ... mechanische Leistung [W]

\dot{m} Massenstrom des Mediums [kg/s]

h Enthalpie des Massenstromes [J/kg]

c Strömungsgeschwindigkeit des Massenstromes [m/s]

g Erdbeschleunigung [m/s²]

z Höhe im jeweiligen Zustandspunkt [m]

Wird für diesen stationären Fließprozess (Massenstrom des eintretenden Stoffes = Massenstrom des austretenden Stoffes) der 1. Hauptsatz angeschrieben, folgt die Form:

$$\dot{Q}_v + P = \sum_{\text{Austritt}} \dot{m}_i \cdot h_i - \sum_{\text{Eintritt}} \dot{m}_j \cdot h_j \quad [1] \text{ Gl.(1.2.1.2)}$$

Das Anschreiben dieser vereinfachten Form ist möglich, da sowohl die Höhendifferenz als auch die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Eintritts- und Austrittspunkt des Kontrollsystems in Abbildung 1.2.1.1 nicht von Bedeutung ist.

Der Wärmestrom $\dot{Q}_{12} = \dot{Q}_v$ ist jener Verlust, der an die Umgebung durch Konvektion abgegeben (verloren) wird.

Wenn für die mechanische Leistung $P = 0$ gesetzt wird, ist der im Verdampfer stattfindende Prozess ein reiner Strömungsprozess, es folgt für die Verlustleistung die Form:

$$\left| \dot{Q}_v \right| = \dot{m}_B \cdot h_B(\vartheta_u) + \dot{m}_L \cdot h_L(\vartheta_u) + \dot{m} \cdot h_1 - \left[\dot{m}_A \cdot h_A(\vartheta_A) + \dot{m} \cdot h_2 \right] \quad [1] \text{ Gl.(1.2.1.3)}$$

Darin enthalten sind:

\dot{Q}_v ... Wärmeverluststrom [J/s]

\dot{m} Massenstrom [kg/s]

h Enthalpie [J/kg]

c Strömungsgeschwindigkeit des Massenstromes [m/s]

g Erdbeschleunigung [m/s²]

z Höhe im jeweiligen Zustandspunkt [m]

Indizes : B ... Brennstoff; U ... Umgebung; L ... Verbrennungsluft; A ... Abgas

Es besteht die Zielsetzung, möglichst viel der im Dampferzeuger aufgenommenen Exergie (=“arbeitsfähiger“ Energieanteil) in Nutzarbeit umzuformen.

Zwischen den Begriffen Anergie und Exergie besteht folgender Zusammenhang (nach [1]):

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie}$$

Darüber hinaus wird der Zusammenhang verdeutlicht durch folgenden Merksatz (nach [1], S. 136):

Exergie ist Energie, die sich unter Mitwirkung einer vorgegebenen Umgebung in jede andere Energieform umwandeln lässt; Anergie ist Energie, die sich nicht in Exergie umwandeln lässt.

Demzufolge ist unter dem Begriff der Exergie jener Anteil an Energie zu verstehen, welcher sich beliebig z.B. in elektrische oder auch mechanische Energie umwandeln lässt, wohingegen beispielsweise die innere Energie der Umgebung diese Möglichkeit nicht bietet – dieser Anteil ist dann als Anergie zu verstehen.

Wie Abb. 1.2.1.2 erkennen lässt, wird im Verdampfer nur ein verhältnismäßig kleiner Teil der Brennstoffexergie (dem theoretisch nutzbaren Energieanteil) auf den Wasserdampf übertragen (100% exergentischen Einsatzes stehen rund 39% exergetischer Anteil im Wasserdampf gegenüber).

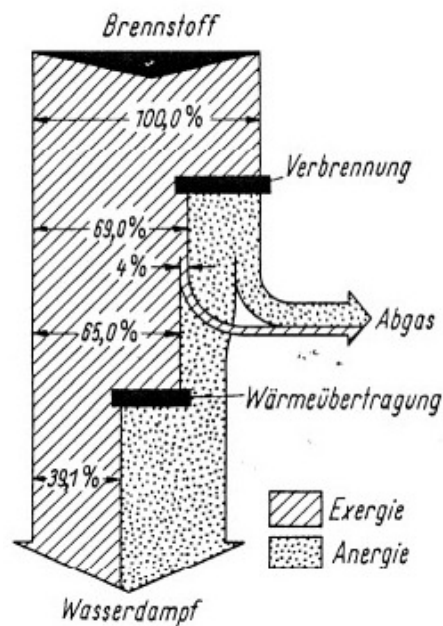


Abb. 1.2.1.2 Exergie – Anergie-Flussbild des Dampferzeugers [1]

Anm.: Exergie = arbeitsfähige Energie

Anergie = nicht arbeitsfähige Energie

Die Exergie gibt an, wie viel mechanische Energie maximal unter der Beteiligung der Umgebung gewonnen werden kann, wenn das betrachtete System in das thermodynamische Gleichgewicht mit seiner Umgebung kommt.

Jene Energie, welche den Wasserdampf durch die Verbrennung als Wärme aufnimmt, besteht somit zu weniger als 50% aus Exergie. Mit anderen Worten ausgedrückt, können nur etwa 50% der Energie des den Verdampfer verlassenden Wasserdampfes auch später in der Dampfturbine in mechanische Energie umgewandelt werden. Der anergetische Anteil ist dabei nicht nutzbar.

1.2.2 Der Clausius – Rankine – Prozess

Der heute für die thermodynamische Untersuchung eines Dampfkraftprozesses in Verwendung stehende Vergleichsprozess (für den Wasserkreislauf) ist der nach dem deutschen Physiker Rudolf Julius Emanuel Clausius und dem schottischen Ingenieur William John Macquorn Rankine benannte Clausius – Rankine – Prozess.

Er zählt zu den rechtsläufigen Kreisprozessen der Thermodynamik und wird zumeist für die Veranschaulichung in h,s -, T,s – und ferner auch in p,V – Diagrammen dargestellt bzw. graphisch verdeutlicht.

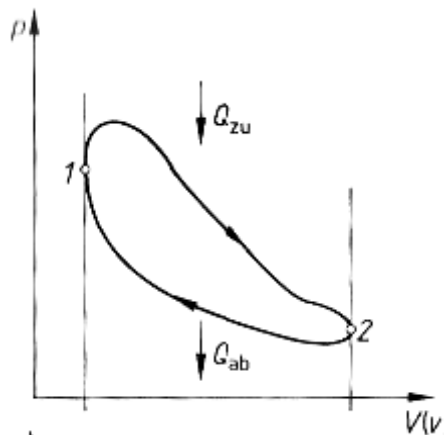


Abb. 1.2.2.1 rechtsläufiger Kreisprozess [8]

Wie aus dem in Abbildung 1.2.2.1 gezeichneten rechtsläufigen Kreisprozess ersichtlich ist, gehört es zu deren grundlegenden Eigenschaften, dass zwischen den Prozesspunkten 1 und 2 Wärme zugeführt wird. Wärmequelle kann beispielsweise der Kessel einer Dampfkraftanlage sein. Damit die Wärme übertragen werden kann, ist es erforderlich, dass die Temperatur der Quelle höher ist, als jene der Aufnahmestelle.

Als Folge der Unvollkommenheit der rechtsläufigen Kreisprozesse muss zwischen den Prozesspunkten 2 und 1 wieder ein Teil dieser zunächst zugeführten Wärme, z.B. an die Umgebung, abgeführt werden. Hiermit ist eine vollständige Umsetzung der eingebrachten Wärme in mechanische Energie nicht möglich. Voraussetzung für die Abgabe ist ein Temperaturgefälle vom Temperaturniveau des Kreisprozesses hin zu jenem des aufnehmenden Reservoir. Dessen Temperatur wird als konstant angesehen (beispielsweise die Umgebung).

Für die Bewertung des Prozesses dient der thermische Wirkungsgrad, welcher definiert ist mit Gleichung (1.2.2.1):

$$\eta_{\text{th}} = \frac{W}{Q_{\text{zu}}} = \frac{Q_{\text{zu}} - |Q_{\text{ab}}|}{Q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{Q_{\text{ab}}}{Q_{\text{zu}}} \quad [8] \quad (\text{Gl.}(1.2.2.1))$$

Im Zähler steht der Nutzen, im Nenner der Aufwand, der Quotient daraus ist der erreichbare thermische Wirkungsgrad, welcher stets einen Wert < 1 annimmt – Grund dafür ist die oben beschriebene Unvollkommenheit des Prozesses bzw. der Maschine.

Abbildung 1.2.2.2 zeigt den Clausius – Rankine-Prozess im anschaulichen T,s-Diagramm. Dabei wird die Temperatur auf der Ordinate über der auf der Abszisse dargestellten spezifischen Entropie aufgetragen. In der Mitte des Bildes erkennbar ist auf der linken Seite die untere und auf der Rechten die obere Grenzkurve.

Die untere Grenzkurve trennt das von ihr aus auf der linken Seite gesehene Flüssigkeitsgebiet von dem von ihr aus rechts gelegenen Nassdampfgebiet, wohingegen die obere Grenzkurve das nunmehr links gelegene Nassdampfgebiet von dem von ihr aus rechts gelegenen Heißdampfgebiet trennt. Demzufolge liegt das Nassdampfgebiet eingeschlossen zwischen den beiden Grenzkurven.

Ihr gemeinsamer Schnittpunkt, der sogenannte Trippelpunkt – hier bezeichnet mit KP –, stellt die Grenze zu jenem über ihm gelegenen Gebiet dar, in welchem es keine Grenzlinie zwischen dem Flüssigkeitsgebiet und dem Dampfgebiet mehr gibt. Im Punkt selbst sind die Dichten des Wassers als auch Dampfes gleich, womit eine Unterscheidung nicht mehr möglich ist. Nach oben hin kann Wasser in flüssiger Form nicht weiter bestehen, wodurch dann der Dampf als Gas anzusehen ist.

Für die weiterführende Betrachtung von Bedeutung sind jedoch das Flüssigkeits-, das Nassdampf-, als auch das Heißdampfgebiet.

Der durch den Clausius – Rankine-Prozess beschriebene Dampfprozess durchschreitet, wie in Abbildung 1.2.2.2 gezeigt, folgende Prozessschritte:

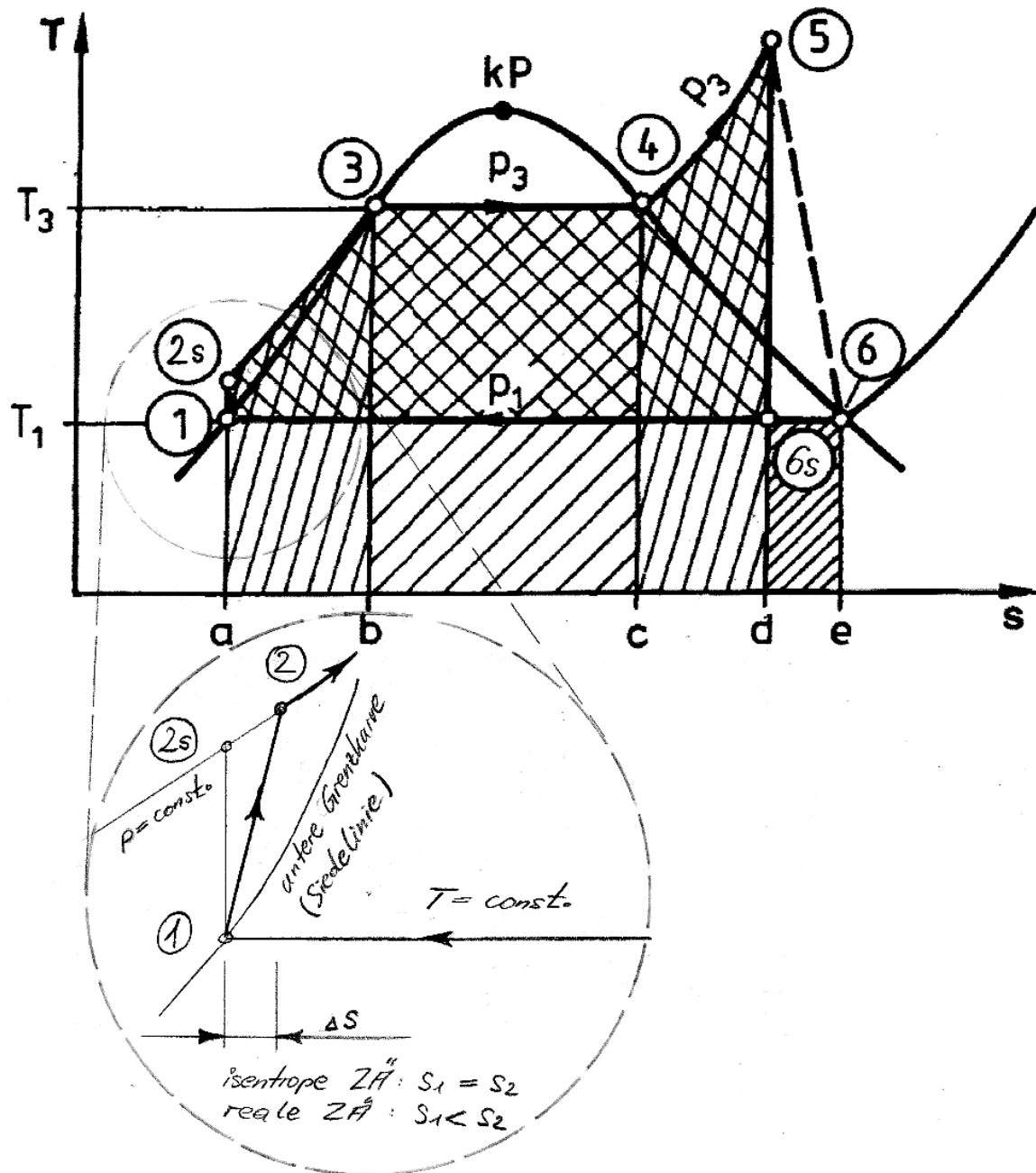


Abb. 1.2.2.2 Der Clausius – Rankine-Prozess als Vergleichsprozess für den Dampfkraftprozess [9]

1 → 2s Flüssigkeit wird isentrop verdichtet, Arbeitszufuhr für die Speisewasserpumpe

von w_{t01}

2s → 3 Flüssigkeit wird erwärmt, Wärmezufuhr q_{2s3} im Vorwärmer

3 → 4 Flüssigkeit wird isobar verdampft, Wärmezufuhr q_{34} im Verdampfer

4 → 5 Dampf wird isobar überhitzt, Wärmezufuhr q_{45} im Überhitzer

5 → 6s Überhitzter Dampf wird entspannt, techn. Arbeitsabgabe w_{t56s} an der Welle der Dampfturbine

6s → 1 Nassdampf wird vollständig kondensiert, Wärmeabgabe q_{6s1} im Kondensator

Bedingt durch den Aufbau des T,s – Diagrammes werden die definierten Wärmen als Flächen sichtbar; es sind dies:

$$q_{2s3}^{\wedge} = \text{Fläche [2s3ba2]}$$

$$q_{34}^{\wedge} = \text{Fläche [34cb3]}$$

$$q_{45}^{\wedge} = \text{Fläche [45dc4]}$$

$$q_{6s1}^{\wedge} = \text{Fläche [6s1ad6s]}$$

Für die Berechnung der Größen des Clausius - Rankine - Prozesses werden nachstehende Gleichungen in Verwendung gebracht, welche allesamt ihren Ursprung im 1. Hauptsatz für offene Prozesse wiederfinden. Die Änderungen von kinetischer und potentieller Energie werden jedoch vernachlässigt.

Der 1. Hauptsatz für stationäre Fließprozesse in seiner vollständigen Form lautet (siehe dazu das erstmalige Anschreiben in dieser Arbeit):

$$\dot{Q}_{12} + P_{12} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad [1] \text{ Gl.(1.2.1.1)}$$

Wird die Gleichung auf die Masse des strömenden Mediums bezogen, erreicht durch die Division mit dem Massenstrom, entsteht daraus jene Form des 1. Hauptsatzes für stationäre Fließprozesse, welcher ausschließlich aus spezifischen Größen bestehend ist.

$$q_{12} + w_{t12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.2)}$$

In Worten wird diese Gleichung in der Literatur [1] (Baehr Thermodynamik, Seite 74) folgendermaßen beschrieben:

„Die Summe aus der zugeführten Wärme und der zugeführten technischen Arbeit ist gleich der Summe der Änderungen der Enthalpie, der kinetischen und der potentiellen Energie des Mediums, das in einem stationären Fließprozess durch einen Kontrollraum strömt.“

Die für die Speisewasserpumpe erforderliche technische Arbeit kann mit Hilfe nachstehender Gleichung errechnet werden:

spezifisch technische Arbeit

$$(w_{12})_{\text{rev}} = \int_1^2 v \cdot dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.3)}$$

Durch Integration und der Multiplikation mit dem entsprechenden Massenstrom sowie der Vernachlässigung der kinetischen und der potentiellen Energieänderung folgt für die Speisewasserpumpenleistung:

$$P_p^I = \dot{m} \cdot v_1 \cdot (p_2 - p_1) = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.4)}$$

Wird darüber hinaus noch der Wirkungsgrad der Speisewasserpumpe berücksichtigt, folgt:

$$P_p = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m} \cdot \frac{(h_{2s}' - h_1)}{\eta_{sv}} \approx \dot{m} \cdot \frac{v_1}{\eta_{sv}} \cdot (p_2 - p_1) \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.5)}$$

Wird der 1. Hauptsatz auf den Dampferzeuger angewandt (zusammengefasst dabei sind der Vorwärmer, der Verdampfer und der Überhitzer) ergibt dies zunächst für die spezifische Wärmeaufnahme:

$$q_{25} = q_f + r + q_{\ddot{u}} \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.6)}$$

Darin enthalten sind (siehe dazu auch Abbildung 1.2.2.2):

$$\text{die Flüssigkeitswärme} \quad q_f = h_3' - h_2 \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.7)}$$

$$\text{die Verdampfungswärme} \quad r = h_4'' - h_3' \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.8)}$$

$$\text{die Überhitzungswärme} \quad q_{\ddot{u}} = h_5 - h_4'' \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.9)}$$

Diese Definitionen eingesetzt und mit dem umlaufenden Massenstrom multipliziert, ergibt die tatsächlich erforderliche Wärmezufuhr für den gesamten Dampfkessel bzw. den Dampferzeuger:

$$\dot{Q}_{25} = \dot{m} \cdot (q_f + r + q_{ii}) = \dot{m}(h_5 - h_2) \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.10)}$$

Zu beachten in Gleichung (1.2.2.10) ist, dass die Zustandsänderung, welche im Dampferzeuger durch die Wärmezufuhr hervorgerufen wird, als ein reiner Strömungsprozess zu verstehen ist, womit der Leistung P ein Wert von 0 zugewiesen werden konnte!

Die von der Dampfturbine zu erbringende Leistung ergeht ebenso aus dem 1. Hauptsatz, wenn dieser zwischen den Prozesspunkten 5 und 6s angesetzt wird; es kann zunächst in spezifischer Form angeschrieben werden:

$$-w_{t56} = h_6 - h_5 = \eta_{sT}(h_{6s} - h_5) \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.11)}$$

Für das Verständnis dieser Beziehung ist wieder Abbildung 1.2.2.2 heranzuziehen. Die ideale, isentrop arbeitende, Dampfturbine expandiert den Dampf bis hin zu Punkt 6s (in verschiedenen technischen Literaturen wird der isentrop zu erreichende Punkt auch beispielsweise mit 6' gekennzeichnet) und damit entlang einer vertikal verlaufenden Geraden, womit $\Delta s = 0$ Gültigkeit hat.

Der real arbeitenden Maschine hingegen ist das Entspannen des Dampfes nur bis Punkt 6 hin möglich – die Differenz zwischen der technischen Arbeit 6 und 6s wird durch den isentropen Turbinenwirkungsgrad η_{sT} beschrieben. Demnach ist die Entropiedifferenz von Null verschieden, es gilt $\eta_{sT} \neq 0$

Durch die Multiplikation von Gleichung (1.2.2.11) mit dem der Anlage durchströmenden Massenstroms erhält man die, die reale Turbinenleistung beschreibende, Gleichung in Form von:

$$P_T = \dot{m}(h_6 - h_5) = \dot{m}(h_{6s} - h_5)\eta_{sT} \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.12)}$$

Dem der Dampfturbine nachgeschalteten Kondensator wird die Aufgabe zugeschrieben, den Abdampf vom Prozesspunkt 6 (dem real erreichten Punkt) hin zu Punkt 1 (Ausgangszustand der Betrachtung) durch Wärmeentzug kondensieren zu lassen (Verflüssigung). Die durch den Kondensator dabei abzuführende Wärme ist definiert mit

$$|q_{61}| = h_6 - h_1 \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.13)}$$

Für die Berechnung der absoluten Größe, der durch den Kondensator auf das Kühlwasser zu übertragenden Wärme, wird wieder die Multiplikation mit dem Massenstrom des Dampfes durchgeführt, woraus folgende Beziehung hervorgehend ist:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.14)}$$

Anm.: Bei der Niederschrift von Gl. (1.2.2.14) wurde bewusst für den Prozesspunkt h_1 nicht zwingend jener Punkt $h_{1'}$ geschrieben der auf der unteren Grenzkurve liegend ist, sondern auf die allgemein gültige Form von h_1 zurückgegriffen.

Die durch den Kreisprozess „erwirtschaftete“ Nutzarbeit ist nach den soeben definierten Gleichungen die Dampfturbinenleistung vermindert um die für den Antrieb der Speisewasserpumpe aufzubringende Leistung; es gilt demnach:

$$|w_t| = |w_{t56}| - w_{t12} = |h_5 - h_6| - (h_2 - h_1) \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.15)}$$

$$|w_t| = \eta_{sT}(|h_5 - h_{6s}|) - \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{sV}}$$

Für die absolute, von der Dampfturbine technisch abgegebene, Leistung folgt durch die Multiplikation mit dem Massenstrom:

$$|\dot{W}_t| = \dot{m} \bullet |w_t| \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.16)}$$

Aufgrund des verhältnismäßig gering anfallenden Arbeitsbedarfes der Speisewasserpumpe, ist die von der Dampfturbine erzeugte technische Arbeit nur geringfügig von der Turbinenleistung verschieden (geringer).

Für den thermischen Nutzen des Kreisprozesses gilt der Grundsatz „Nutzen durch Aufwand“, es folgt:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|w_t|}{q_{25}} = \frac{(h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)}{h_5 - h_2} \quad [1] \text{ Gl.(1.2.2.17)}$$

Der thermische Wirkungsgrad der Anlage kann niemals den Wert 1 annehmen. Die im Dampferzeuger aufgenommene Wärme Q_{25} kann auch in einem reversiblen Kreisprozess nicht zur Gänze in Nutzarbeit umgesetzt werden. Grund dafür ist, dass nur ein Teil der aufgenommenen Wärme aus nutzbarer Exergie besteht.

1.2.3 Energetische Betrachtung des Dampfturbinenkondensators

Abbildung 1.2.3.1 zeigt den bereits vorgestellten, einfachen Dampfkraftprozess in einem T,s Diagramm. Jene durch eine Schraffur hervorgehobenen Flächen stellen den jeweiligen exergetischen Verlust des zu betrachtenden Teilprozesses zwischen zwei Prozesspunkten dar.

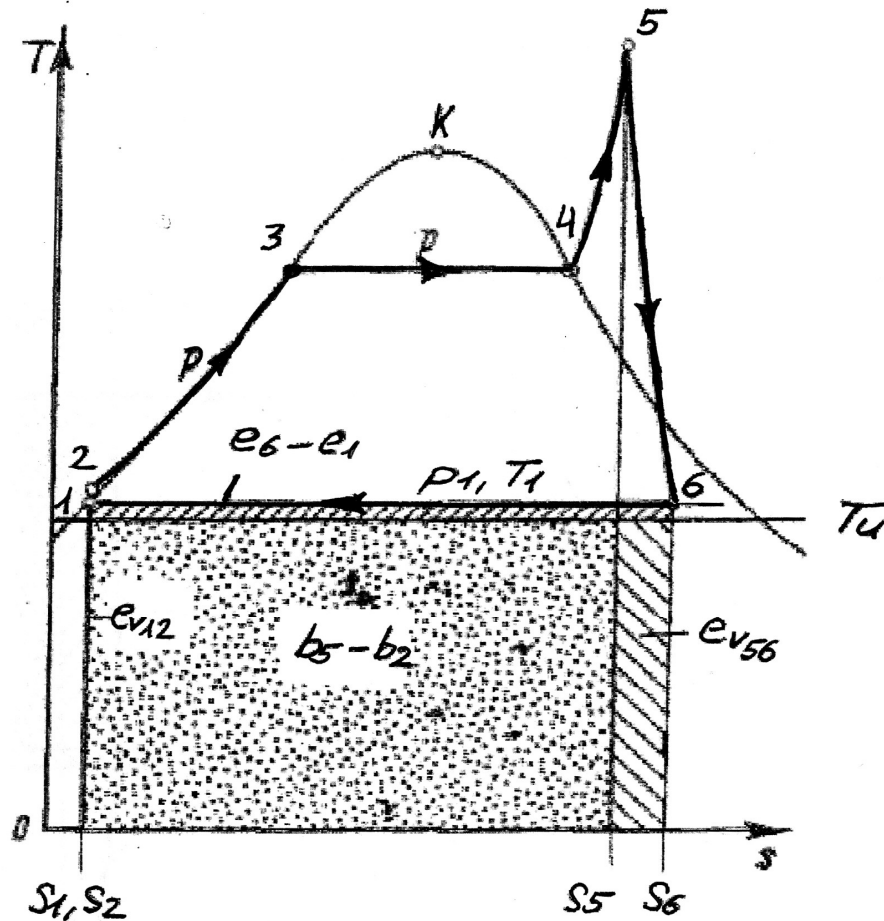


Abb. 1.2.3.1 Exergieverluste der einfachen Dampfkraftanlage [1]

Aus der Abbildung ist unmittelbar ersichtlich, dass die Fläche zwischen den Prozesspunkten 1,2 sehr klein ausfällt. Dies ist ein Indiz dafür, dass der Exergieverlust der Speisewasserpumpe sehr klein ist, wohingegen jener der Dampfturbine zwischen den Punkten 5,6 deutlich größer ausfällt.

Mit einem im Wachsen begriffenen isentropen Wirkungsgrad η_{sT} der Dampfturbine nimmt diese Fläche an Größe ab.

Die durch den Dampfturbinenkondensator aufzunehmende Exergie ist die Fläche zwischen den Prozesspunkten 6 und 1. Die rechteckige Fläche darunter wird gebildet durch die Beziehung:

$$(T_1 - T_U)(s_6 - s_1) = e_6 - e_1 \quad [1] \text{ Gl.(1.2.3.1)}$$

Darin stellt die Variable e_6 die Gesamtfläche zwischen der Ordinate und dem Prozesspunkt 6 dar, welche durch die Fläche e_1 (zwischen den Punkten von $s=0$... Ordinate und Pkt. 1) verringert wird. Diese Differenz stellt den Gesamtexergieverlust des Dampfturbinenkondensators dar. Diese Exergie ist technisch nicht nutzbar, wenn die Wärme des Kühlwassers an die Umgebung abgegeben und nicht weiter verwendet wird. Zu dieser Betrachtung ist noch hinzuzufügen, dass die Differenz $e_6 - e_1$ nicht zur Gänze Wärme (Fläche), aus Exergie bestehend, und damit an das Kühlwasser abgegeben werden kann, sondern ein Teil dieser, bei der irreversiblen Wärmeübertragung, in Anergie verwandelt wird.

Gleichung (1.2.3.1) zeigt rechnerisch und Abbildung 1.2.3.1 auf graphischem Weg, dass es sinnvoll ist, die Kondensationstemperatur T_1 möglichst der Umgebungstemperatur T_U anzunähern zu wollen, wodurch die Fläche, die den Exergieverlust im Dampfturbinenkondensator illustriert, kleiner wird.

Erfüllt kann dieses Streben nach einem geringeren Exergieverlust in der Praxis durch größere Wärmeübertragungsflächen (größeres Rohrbündel) und größere Kühlwasserströme werden.

Gleichung (1.2.3.1) kann in nachstehender Weise noch erweitert werden:

$$e_6 - e_1 = (T_1 - T_U)(s_6 - s_1) = \frac{T_1 - T_u}{T_1} \cdot |q_{61}| = \frac{T_1 - T_u}{T_1} \quad [1] \text{ Gl.(1.2.3.2)}$$

Darin stellt die Variable q_{61} jene durch den Dampfturbinenkondensator aufzunehmende spezifische Wärmemenge dar.

Zu dieser spezifischen, durch den Kondensator aufzunehmenden Wärmemenge heißt es in der Literatur [1] (Baehr Thermodynamik, Seite 384):

„Diese besteht nur aus Anergie (...) und zwar aus der Anergie (...), die das Wasser im Dampferzeuger mit der Wärme (...) aufnimmt, und aus den Exergieverlusten des Kreisprozesses, nämlich aus der durch Irreversibilitäten aus Exergie erzeugten Anergie. Im Kondensator muss also der gesamte Anergieballast an die Umgebung abgeführt werden. Je mehr Anergie in der Dampfkraftanlage durch Irreversibilitäten erzeugt wird, desto größer muss der Kondensator bemessen werden und desto mehr Kühlwasser ist erforderlich.“

Wird wie in Abbildung 1.2.3.1 dargestellt die Anergie als Fläche mit „b₅-b₂“ bezeichnet, folgt für die im Kondensator aufzunehmende Energie:

$$|q_{61}| = b_5 - b_2 + e_v = b_5 - b_2 + (e_6 - e_1) + e_{v12} + e_{v56} \quad [1] \text{ Gl.(1.2.3.3)}$$

Darin enthalten sind:

b₅-b₂ ... Anergie, die das Kreislaufwasser im mit der Wärme q₂₅ im Verdampfer aufnimmt

e₆-e₁ ... Exergieverlust die im Kondensator an das Kühlwasser abgegeben wird

$$(T_1 - T_u) (S_6 - S_1)$$

e_{v12} ... Exergieverlust der Speisewasserpumpe (T₂ - T_u) (S₂ - S₁)

e_{v56} ... Exergieverlust der Dampfturbine (T₆ - T_u) (S₆ - S₅)

1.3 Kraft – Wärme – Kopplung

Heizkraftwerke

Unter dem Begriff der Kraft – Wärme – Kopplung wird die kombinierte Entwicklung von elektrischer und thermischer Energie verstanden. Wird in konventionellen Dampfkraftanlagen der gesamte Dampfmassenstrom in der Dampfturbine für die Erzeugung elektrischer Energie verwendet, unterscheidet sich diese Form der Anlage dadurch, dass für Heizzwecke nicht nur die ohnehin anfallende Abwärme Verwendung findet, sondern auch jene Wärme dazu verwendet wird, die im von der Mitteldruckdampfturbine abgezapften Heißdampf enthalten ist.

Der entnommene Dampf, es handelt sich dabei zumeist um Heißdampf, wird in einen sogenannten Heizkondensator eingeleitet, der in seinem Aufbau einem Speisewasservorwärmer ähnelt, der seinerseits ebenfalls durch Entnahmedampf beheizt wird, siehe dazu folgende Abbildung:

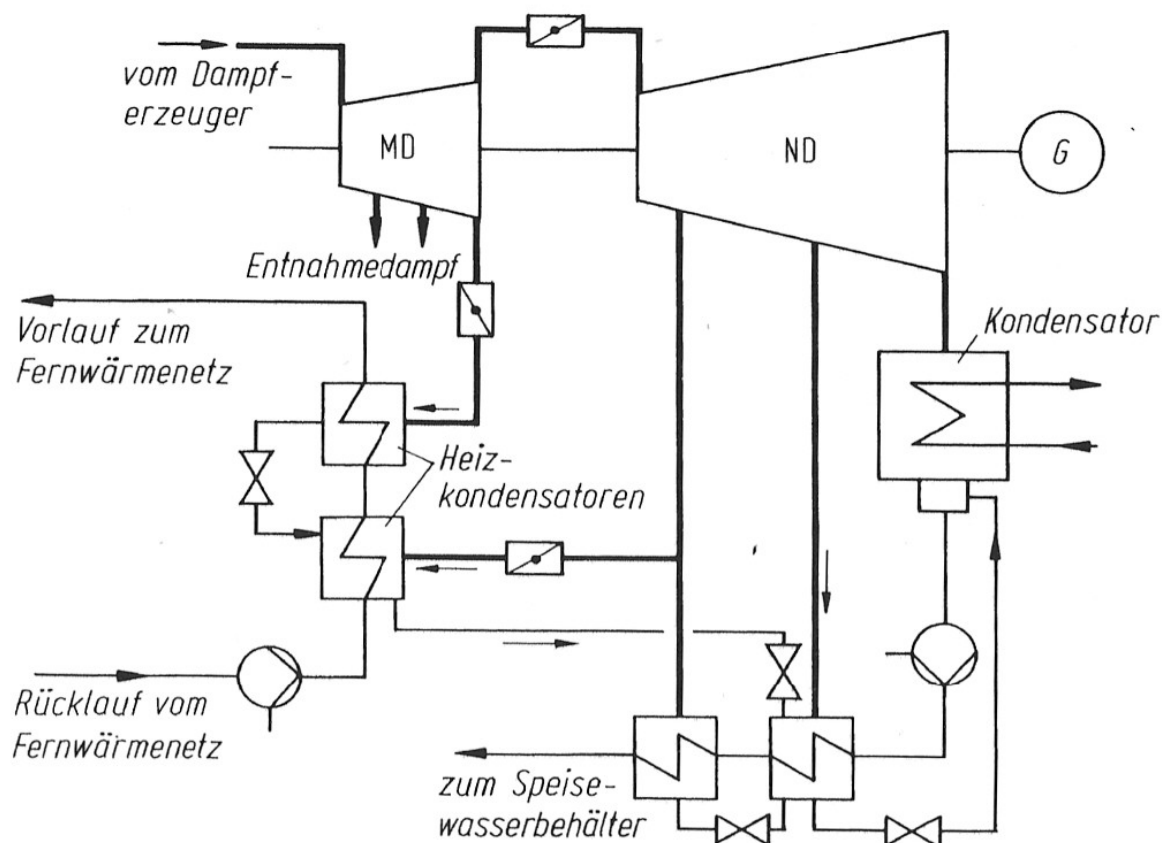


Abb. 1.3.1 Schema der Heizwärmekopplung aus einem Dampfkraftwerk mittels zweier Heizkondensatoren [10]

Wie aus Abbildung 1.3.1. ersichtlich wird, durchströmt der Dampf zunächst die Mitteldruckdampfturbine (MD) und gibt dort Energie ab. Ein Teil dieses Dampfmassenstromes wird noch vor dem Erreichen der Niederdruckdampfturbine (ND) dem sogenannten Heizkondensator zugeführt, in welchem er das Heizwasser aus dem Fernwärmenetz erhitzt. Als Kondensat verlässt er diesen wieder und wird dem Speisewasserkreislauf zugeführt.

Der restliche, nicht in den Heizkondensator umgeleitete, Dampf verrichtet hingegen in der Niederdruckdampfturbine (ND) Arbeit und wird anschließend in einem herkömmlichen Kondensator verflüssigt und anschließend mit Hilfe der Kondensatpumpe dem Speisewasserbehälter zugeführt.

Es sind bei Kraft – Wärme – Kopplungskraftwerken zwei verschiedenartige Bauformen zu unterscheiden:

- das Gegendruckheizkraftwerk
- die Entnahme – Kondensationsanlagen

Bei den Gegendruckheizkraftwerken wird die gesamte Kondensationswärme für Heizzwecke verwendet. Der dampfseitige Kondensatordruck steht dabei in Abhängigkeit des erforderlichen Vorlauftemperaturniveaus des Fernwärmenetzes und liegt damit höher als bei einem reinen Kondensationsbetrieb.

Durch diese Tatsache ist auch leicht erklärbar, weshalb in der Dampfturbine weniger Leistung für den Antrieb des elektrischen Generators zur Verfügung steht. Bedingt durch den höheren Kondensatordruck verringert sich das in der Turbine nutzbare Druckgefälle.

Damit ist auch die Abhängigkeit der elektrischen Leistung von der Heizleistung erklärbar.

Gegendruckheizkraftwerke gelten daher als unflexibel, da Schwankungen an elektrischem Bedarf nicht hinreichend Rechnung tragen kann.

Im Gegensatz dazu wird bei der Entnahme – Kondensationsanlagen dieser Nachteil dadurch behoben, indem der Turbine (bei Anlagen mit beispielsweise zwei hintereinander geschalteten Strömungsmaschinen der Mitteldruckdampfturbine) Dampf entnommen wird. Bei geringerem Heizwärmebedarf erfolgt das Umschalten auf den Kühlwasserkondensator, wodurch eine höhere elektrische Leistung zur Verfügung steht. Aufgrund der großen Speicherfähigkeit des Warmwassernetzes kann auch die Abgabe von Heizwärme zeitweilig zugunsten einer höheren Stromproduktivität eingestellt werden. Dies erfolgt beispielsweise zu Zeiten von sogenannten Stromspitzen.

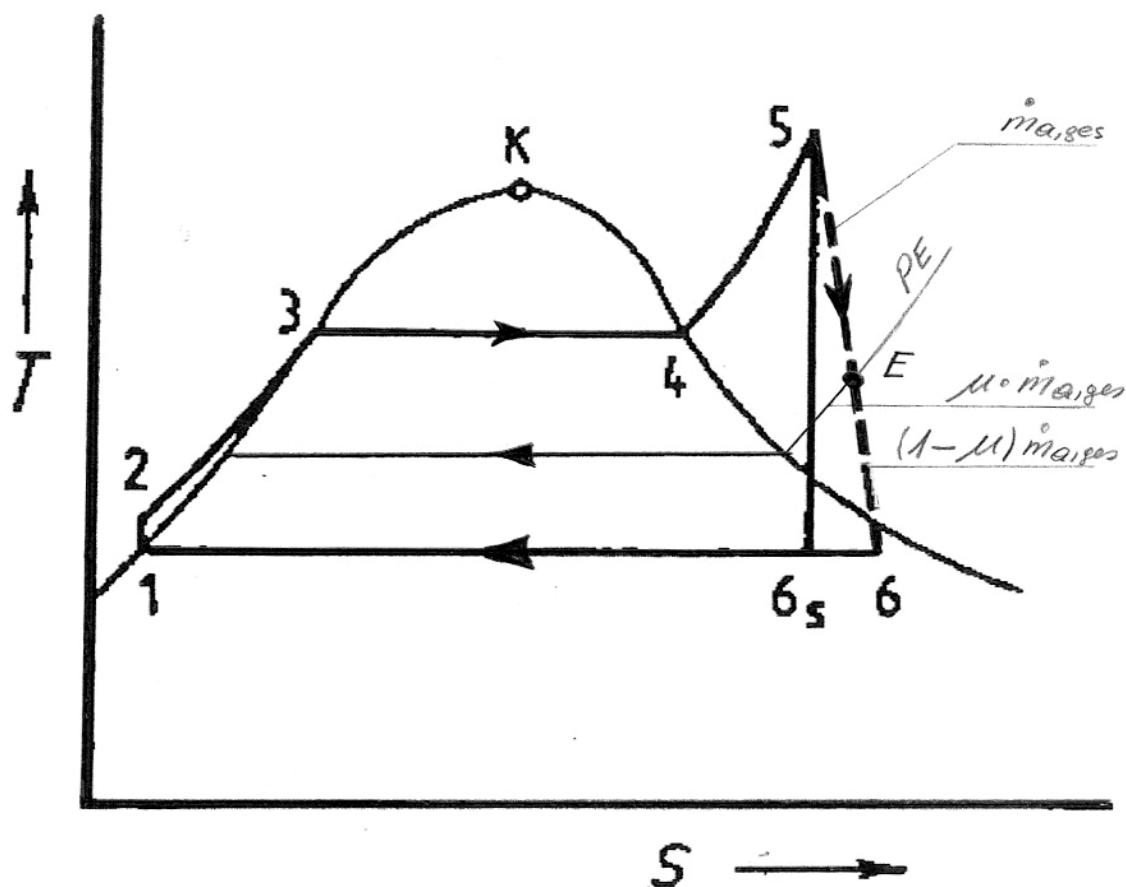


Abb. 1.3.2. Dampfentnahme am Beispiel eines einfachen Dampfkraftprozesses [9]

Der Vorgang der Dampfentnahme ist in Abbildung 1.3.1.2 dargestellt. Der Prozessverlauf zwischen den Punkten 1 bis 5 ist identisch mit jenen eines konventionellen Dampfkraftwerkes. Erst im Zuge der Expansion zwischen den Punkten 5 und 6 (real erreichbarer Endpunkt) wird vom Gesamtmassenstrom $\dot{m}_{a,ges}$ der Massenstrom $\mu \dot{m}_{a,ges}$ der Turbine entnommen und dem Heizkondensator zugeführt. Er weist dabei den Druck p_E und die Temperatur T_E auf. Der in der Turbine verbliebene Massenstrom $(1-\mu)\dot{m}_{a,ges}$ wird hingegen in der Dampfturbine auf den Kondensatordruck p_6 weiter entspannt.

Der Entnahmedampf tritt mit dem Zustand E in den Heizkondensator ein, und gibt dort einen Teil seines Energiegehalts als Wärme an das Heizwasser der Fernwärme ab. Er kühlt dabei von der Temperatur $T_E = \vartheta_{e,a} + 273,15 \text{ (K)}$ auf $\vartheta_{a,a} + 273,15 \text{ (K)}$ ab, wodurch er kondensiert, wohingegen sich Heizwasser von $\vartheta_{e,i}$ auf $\vartheta_{a,i} \text{ (}^\circ\text{C)}$ erhitzt. Das sich aus dem Dampf bildende Kondensat wird gedrosselt und dem aus dem gewöhnlichen Kondensator stammenden Speisewasserstrom beigemischt.

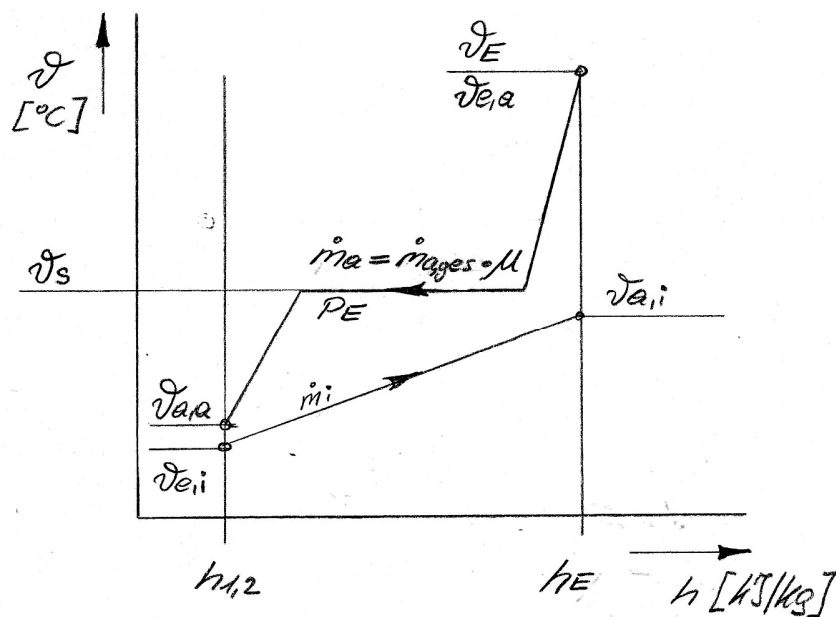


Abb. 1.3.3. Temperaturverlauf des Entnahmedampfes und des (Fern-) Heizwassers im Heizkondensator [/]

2. Aufbau und Wirkungsweise des Heizkondensators

Wie aus der vorangegangenen Betrachtung ersichtlich ist, hat der Heizkondensator die Aufgabe den der Turbine entnommenen Dampf zu verflüssigen, die dabei frei werdende Wärme an das in den Innenrohren des Rohrbündels strömenden Fernwärmewassers abzugeben und das so entstandene Kondensat dem Speisewasser wieder zuzuführen.

Dazu tritt der Abdampf in einen zumeist zylinderförmigen Druckbehälter ein, in welchem er auf von Kühlwasser durchflossene, zur Dampfströmung 90° angeordnete, Rohre eines Rohrbündels auftrifft. Durch das Umlenken der Dampfströmung als Folge der Vorsehung von Umlenkeblechen (Segmente bzw. in Form von Scheiben) wird der dampfförmige Massenstrom von der 90° - Querströmung in eine zu den kühlwasserführenden Rohren parallel verlaufende Strömung umgelenkt. Im nachfolgenden Raum strömt der äußere Massenstrom wieder quer zum Rohrbündel usw.

Wie bereits aus dieser einleitenden Beschreibung des Grundprinzips erkennbar wird, tritt im Zuge der Durchströmung des Kondensators durch den Dampf eine Wärmeübertragung nach dem Kreuz- und Gegenstromprinzip auf. Eine Erkenntnis, die für die nachfolgende Berechnung von großer Bedeutung sein wird.

Der in Abbildung 2.1 dargestellte Druckbehälter stellt eine mögliche Variante einer Bauform dar. Der Abdampf tritt dabei durch den rechts oben angeordneten Stutzen in den Behälter ein. Das Kühlwasser wird durch den im unteren Bereich des linken Bodens angeordneten Stutzen in das Rohrbündel eingeleitet.

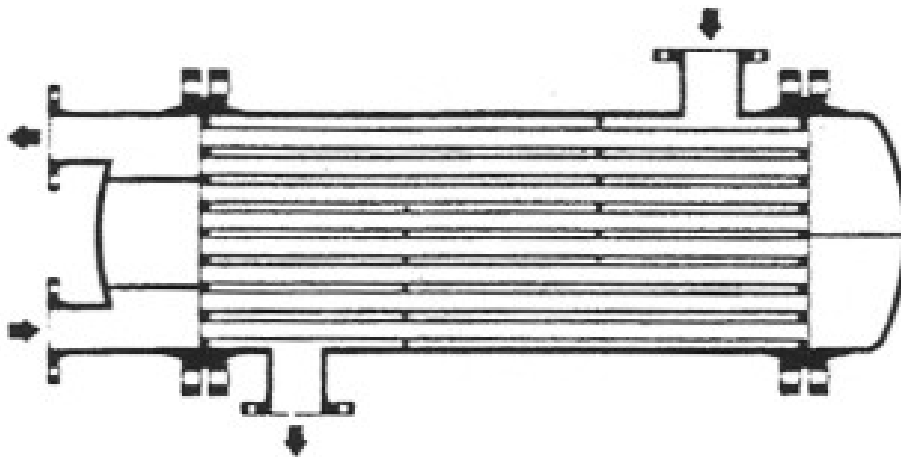


Abb. 2.1 Viergängiger Rohrbündel-Wärmeübertrager mit zwei festen Böden [3]

Durch die in diesem Bereich in den wasserführenden Raum hineinragenden Kühlwasserrohre strömt das Medium bis zu der rechts angeordneten Umlenkhaube.

In dieser angeordnet, befindet sich eine den Raum teilende Trennwand. Das so umgelenkte Kühlwasser fließt im zweiten Gang wieder zu der links angeordneten Haube zurück, wird in dieser durch den mittleren Raum wieder umgelenkt und strömt abermals in die rechte Kammer, in welcher der Massenstrom letztmalig wieder nach links umgeleitet wird. Das erwärmte Kühlwasser (in diesem Fall angesprochen als Fernwärmemassenstrom) verlässt den Kondensator durch den im linken oberen Bereich angeordneten Stutzen.

Der, in diesem Beispiel zwei Mal umgelenkte und mittlerweile kondensierte Dampfmassenstrom verlässt in Form von Kondensat (Speisewasser) den äußeren Raum durch den nach unten weisenden, links unten liegenden Stutzen.

Bei den axial angeordneten Haubenstutzen ist großes Augenmerk auf die Strömung des Kühlwassers in den Rohren des Rohrbündels zu legen. Es ist danach zu trachten, dass der gesamte Kühlwassermassenstrom über alle Rohre eines Ganges gleichmäßig verteilt in das Rohrbündel eintreten kann. Wird beispielsweise aus thermodynamischer Sicht ein mehrgängiger Apparat gefordert, besteht die Möglichkeit der Unterteilung des Haubenraumes in mehrere Gänge nach dem im oberen Absatz gezeigten Prinzip der Umlenkung. Ein Beispiel dafür zeigt die Konstruktionsform nach Abbildung 2.1. Durch das Vorsehen von entsprechenden Trennwänden wurde der Apparat zu einem viergängigen Rohrbündel – Wärmeübertrager. Zu beachten bzw. unterscheiden ist diese Konstruktionsmethode von jener, in welcher der Mantelraum in der Länge in mehrere Mantelwege unterteilt wird; siehe dazu Abbildung 2.3.

Es ist sicherzustellen, dass beide Räume, sowohl der Mantel- als auch der Rohrraum, durch die produktführenden Stutzen vollständig entleert und entlüftet werden können. Ist es nicht möglich dieser Forderung aufgrund der Konstruktion Folge zu leisten, sind am Apparat zusätzliche Entlüftungs- und Entleerungsstutzen vorzusehen.

Aufgrund der Ausführung in Form zweier fester Böden, welche mit dem Mantel bzw. dem Mantelflansch verschweißt sind, kann das Rohrbündel dem Druckbehälter nicht mehr entnommen werden. Der Mantelraum ist daher nur noch mit Hilfe der Anwendung chemischer Substanzen zu reinigen, wohingegen der Innenraum der Rohre (Kühlwasser führende Rohre) mechanisch durch Hochdruckreinigungsgeräte gesäubert werden kann.

Alternativ zu dieser Bauform ist noch eine Vielzahl an anderen Varianten existent. Die Abbildungen 2.2, 2.3, 2.4, 2.5 und 2.6 zeigen weitere Konstruktionsmöglichkeiten auf.

Die in Abbildung 2.2, 2.3 und 2.4 dargestellten konstruktiven Lösungen erlauben auch das Herausziehen des Rohrbündels für Reparatur- bzw. Reinigungszwecke. Charakteristisch für diese Bauformen ist, dass ein Rohrboden lösbar mit dem Mantelflansch verbunden ist und der andere frei bewegt werden kann.

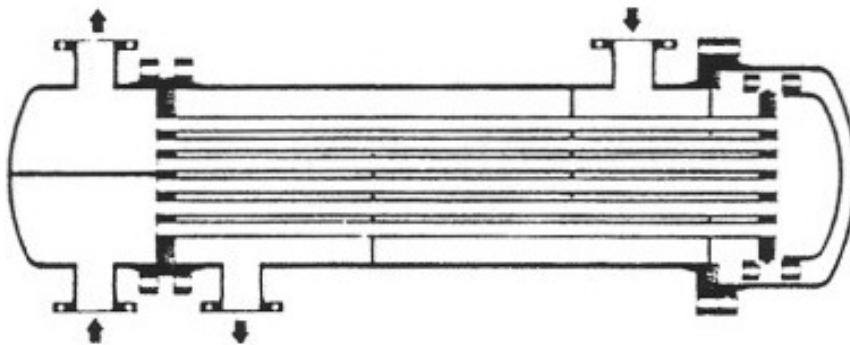


Abb. 2.2. Rohrbündelwärmeübertrager mit Schwimmkopf und einem Mantelweg [3]

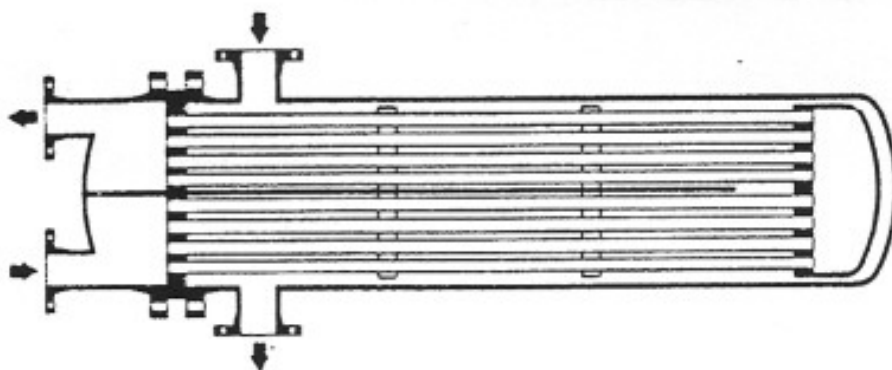


Abb. 2.3 Rohrbündel – Wärmeübertrager mit Schwimmkopf und zwei Mantelwegen [3]

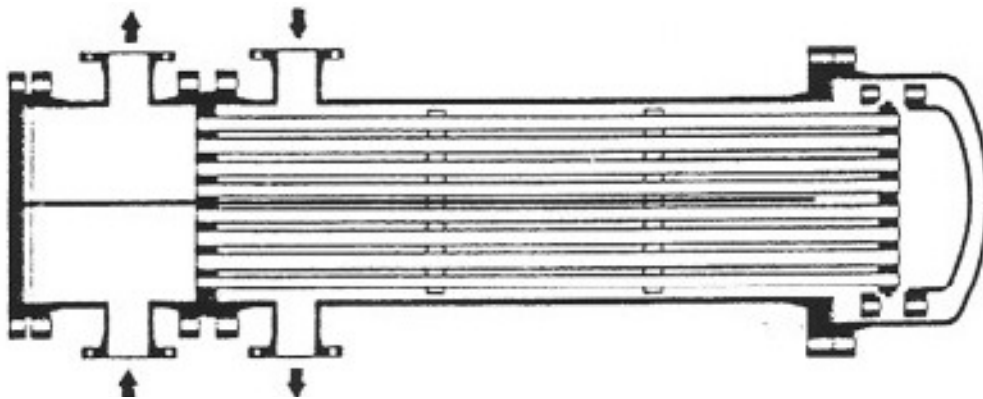


Abb. 2.4 Rohrbündel – Wärmeübertrager mit Schwimmkopf und zwei Mantelwegen [3]

Diese drei gezeigten Bauformen sind auch dazu geeignet in Anlagen eingesetzt zu werden, in welchen Medien höheren Temperatur- und Druckniveaus aufzunehmen sind.

Eine weitere Variante stellt die Konstruktion nach Abbildung 2.5 dar. Der Rohrbündel - Wärmeübertrager mit Haarnadelrohren verfügt über lediglich einen Rohrboden. In diesen eingearbeitet sind die zurückkehrenden Rohre, wobei die Umlenkhaube auf der gegenüberliegenden Seite entfallen kann. Zumeist stehend gebaut, ist auch eine liegende Anordnung möglich, die jedoch nur dann angewandt wird, wenn eine vollständige Entleerung bzw. Entlüftung zu gewährleisten ist. Die Reinigung des Außenraumes kann mechanisch, die Innenfläche der kühlwasserführenden Rohre jedoch nur auf chemischen Weg erfolgen.

Diese Konstruktionsform ist auch geeignet für hohe Temperaturen und Drücke.

Häufig anzutreffen ist diese Konstruktionsform auch im Bereich der sogenannten Erdgasvorwärmer. Bei diesen strömt im Außenraum Erdgas, welches nach der Druckreduktion und der damit verbundenen Temperatursenkung nachgeheizt bzw. für die weitere Verwendung vorgewärmt werden muss. In den Rohren des Rohrbündels strömt Heizwasser, wodurch der Wärmestrom in die andere Richtung (von innen nach außen) fließt.

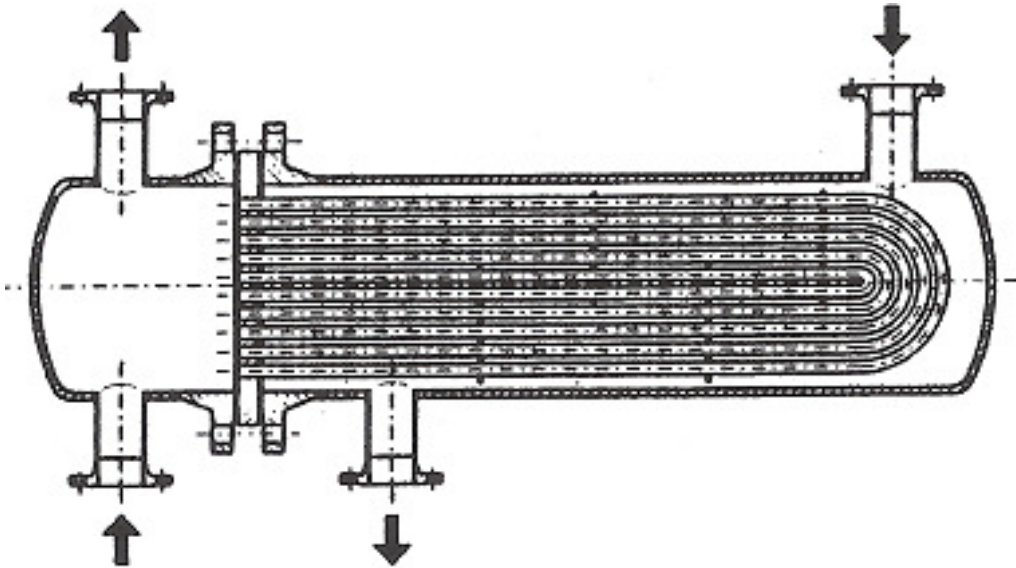


Abb. 2.5 Rohrbünde - Wärmeübertrager mit Haarnadelrohren [4]

Eine weitere Variante an Bauformen stellt jene Konstruktion nach Abb. 2.6 dar, in welcher die rechte Haube durch eine sogenannte Stopfbuchse ersetzt wird. Das Rohrbündel ist ausziehbar, die Abdichtung des Mantelraumes erfolgt am festen Rohrboden durch eine Flachdichtung, am beweglichen Ende des Mantels mit der namensgebenden Stopfbuchse.

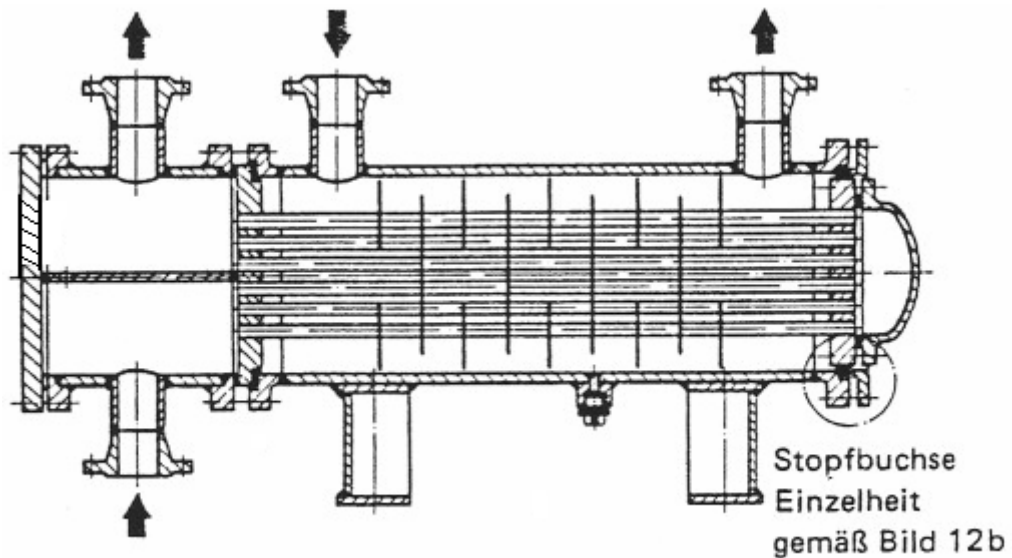


Abb. 2.6. Rohrbündel - Wärmeübertrager mit Stopfbuchse [3]

3. Thermodynamische Betrachtung

3.1 Allgemeine thermodynamische Definierung

Die vorgegebenen Eckdaten des Dampfturbinenkondensators sind zusammenfassend in Tab. 3.1.1 enthalten.

Berechnungsgrundlagen					
	Dampfseite (Außenraum)		Wasserseite (Rohrbündel)		
Massenstrom	\dot{m}_a	13,4	\dot{m}_i		[kg/s]
Eintrittsdruck	p_a	3,2	p_i	12	[bar]
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{e,a}$	299	$\vartheta_{e,i}$	60	[°C]
Austrittstemperatur	$\vartheta_{a,a}$	70	$\vartheta_{a,i}$	130	[°C]

Tab. 3.1.1 Ausgangswerte des Dampfturbinenkondensators [/]

Trägt man zum Zwecke der Veranschaulichung die geforderte Zustandsänderung des Dampfes im Kondensator in einem T,s-Diagramm für Wasser ein, siehe dazu Abbildung 3.1.1, ist folgende Erkenntnis daraus zu ziehen:

Der am Eintritt in den Kondensator herrschende Zustandspunkt liegt im Heißdampfgebiet. Eine Information, die leicht dadurch ersichtlich ist, da der Punkt rechts von der oberen Grenzkurve liegt. Basierend auf der Annahme, dass der Teilprozess der Enthitzung isobar (Druck des Dampfes bleibt unverändert) verlaufend ist, verläuft die Zustandsänderung entlang der Drucklinie von 3 bar (mit konstantem Abstand zwischen den Kurven für 2 und 5 bar) bis zum Erreichen des Punktes h'' auf der oberen Grenzkurve. Es ist damit die Grenze des reinen Sattdampfes erreicht.

Ab der oberen Grenzkurve verläuft die eigentliche Kondensation bei konstanter Temperatur (der Siedetemperatur bei vorgegebenen Druck) von der rechten bis zum Erreichen der linken Grenzkurve bzw. zwischen den Punkten h'' und h' . Im Zuge dieses Teilprozesses verändert sich der Dampfgehalt von $x = 1$ (Sattdampf) hin zu $x = 0$ (reine Flüssigkeit). Im Bereich zwischen diesen beiden Punkten liegt sogenannter Nassdampf vor.

Die Unterkühlung der Flüssigkeit verläuft gemäß der Annahme isobar und damit entlang der unteren Grenzkurve bis hin zu jener Temperatur, welche in Tab. 3.1. als die Austrittstemperatur des äußeren Mediums bezeichnet wird.

In Abbildung 3.1.1 ist der gesamte Kondensationsprozess in einem T,s Diagramm für Wasser graphisch verdeutlicht. Gut erkennbar ist unter anderem der Verlauf der Isobaren während der Prozessphase der Enthitzung (im weiteren Verlauf der Diplomarbeit auch als Phase I bezeichnet). Die neben den Isobaren verlaufenden Linien beschreiben das spezifische Volumen des Dampfes.

Darüber hinaus ist die waagrecht (= konstante Temperatur) verlaufende Prozesslinie jene der Kondensation (im weiteren Verlauf der Diplomarbeit auch als Phase II bezeichnet) zwischen den beiden Grenzkurven erkennbar. Die auf der Ordinate aufgetragene Größe, die Temperatur, bleibt demnach wie beschrieben während dieser Zustandsänderung unverändert.

Die Phase der Unterkühlung (im weiteren Verlauf der Diplomarbeit auch als Phase III bezeichnet) verläuft entlang bzw. parallel zu der unteren Grenzkurve bis hin zu jener Temperatur des äußeren Mediums, welche beim Austritt aus dem Kondensator erreicht werden soll.

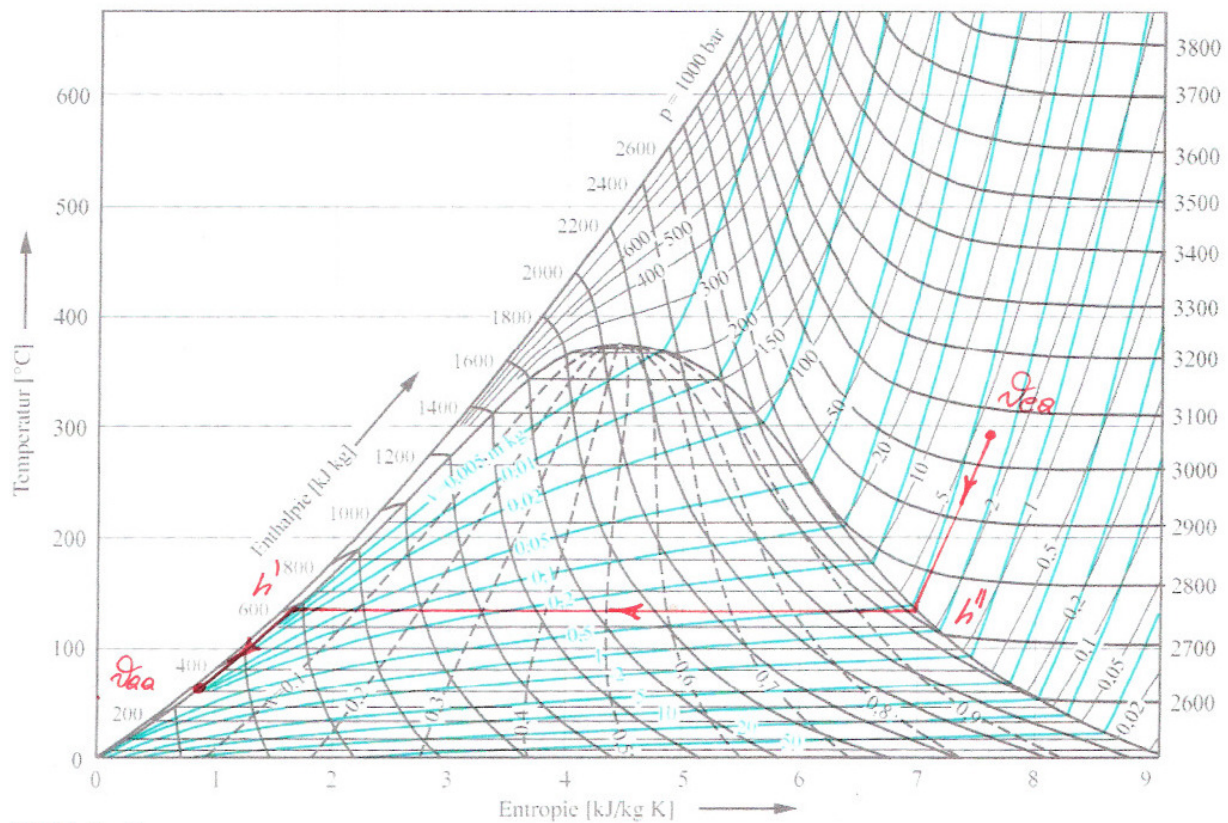


Abb. 3.1.1 Prozessverlauf des Dampfes im Kondensator dargestellt im T,s-Diagramm [1]

Grundsätzlich ist es mit Hilfe des Eintrages des gesamten Prozessverlaufes in ein T,s-Diagramm, wie in Abbildung 3.1.1 dargestellt, bereits möglich, die für die weitere Berechnung erforderlichen Daten für den Dampf bzw. die später daraus hervorgehende Flüssigkeit abzulesen. Aufgrund des Anspruches nach Genauigkeit werden diese jedoch später im Zuge des Rechenganges aus den jeweiligen Tabellen entnommen bzw. durch Interpolation errechnet.

3.2 Thermodynamische Herleitung und Grundbetrachtung

In einer ersten rechnerischen Betrachtung muss zunächst das prinzipielle Erscheinungsbild des künftigen Rohrbündels festgelegt werden. Dazu zählt insbesondere die Berechnung jener Anzahl von Kühlwasser führenden Rohre, welche dazu erforderlich sind, den unter den vorgegebenen Kühlbedingungen auftretenden Wärmestrom des Dampfes aufnehmen und abführen zu können.

Aus dem bereits in Gleichung (1.2.1.1) vorgestellten 1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse kann jene Form abgeleitet werden, welche Auskunft darüber gibt, welcher Wärmestrom vom Dampf auf das Kühlwasser überzugehen hat.

Es war dies:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_6 - h_1) \quad [9] \text{ Gl.(1.2.2.14)}$$

Aufgrund der Vorgaben nach Tabelle 3.1, ist in dem konkreten Anwendungsfall der Eintrittszustand des Abdampfes aus der Dampfturbine, nach Abb. 1.3.2 der Prozesspunkt E, im Dampfturbinenkondensator noch im Heißdampfgebiet liegend, womit zu der üblichen Verdampfungswärme r noch die Wärmemenge $Q_{\ddot{u}}$ (Überhitzungswärme) hinzukommend ist.

Mit dieser Überlegung kann folgende Gleichung angeschrieben werden:

$$\dot{Q}_{61} = \dot{m}_a \cdot (q_f + r + q_{\ddot{u}}) = \dot{m}_a (h_6 - h_1) \quad [9] \text{ Gl.(3.2.1)}$$

Werden die spezifischen Wärmen der Enthitzung q_f , und der Phase der Unterkühlung nicht als Differenzen ihrer Enthalpien angeschrieben, sondern in der anschaulicheren Form der jeweiligen Temperaturdifferenz multipliziert mit der spezifisch – isobaren Wärmekapazität, entsteht daraus:

$$\dot{Q}_{a,61} = \dot{m}_a \cdot [c_{p_{I,a}} \cdot (\vartheta_{s,a} - \vartheta_{e,a}) + \Delta h_v + c_{III,a} \cdot (\vartheta_{a,a} - \vartheta_{s,a})] \quad [9] \text{ Gl.(3.2.2)}$$

Wie auch in Gleichung (3.2.2) leicht erkennbar ist, bleibt die Temperatur in Phase II mit ϑ_{sa} konstant.

Die vom Kühlwasser transportierbare Wärmemenge ist in ähnlicher Form über den 1. HS definiert mit

$$\dot{Q}_{i,KW} = \dot{m}_i \cdot c_i \cdot (\vartheta_{a,i} - \vartheta_{e,i}) \quad [11] \text{ Gl.(3.2.3)}$$

In dem dieser Arbeit zugrunde liegenden Fall ist das Ergebnis nach Gl. (3.2.3) natürlich viel mehr zu verstehen als jene Wärmemenge, die an das Heizwasser der Fernwärme abgegeben werden kann.

Um ein Gleichgewicht zwischen dem vom Dampf abgegebenen und der vom Kühlwasser aufgenommenen Wärme herstellen zu können, muss die Bedingung nach Gleichung (3.2.4) erfüllt sein:

$$\left| \dot{Q}_{a,61} \right| = \dot{Q}_{i,KW} \quad [11] \text{ Gl.(3.2.4)}$$

Damit kann nun in Gleichung (3.2.3) für die Wärme jene aus Gleichung (3.2.2) eingesetzt werden und auf den Massenstrom des Innenraumes \dot{m}_i umgestellt werden; es folgt

$$\dot{m}_i = \frac{\left| \dot{Q}_{a,61} \right|}{c_i \cdot (\vartheta_{a,i} - \vartheta_{e,i})} \quad [11] \text{ Gl.(3.2.5)}$$

Mit der in Gleichung (3.2.5) definierten Beziehung kann jener Kühlmittelmassenstrom errechnet werden, welcher dazu erforderlich ist, den Wärmestrom des Abdampfes zwischen den Prozesspunkten 6 – 1 aufnehmen zu können bzw. im Falle eines Heizkondensators bestimmt wird, welcher Fernwärmestrom bei einer bestimmten Temperaturspreizung durch das Rohrbündel fließen kann.

Mit Hilfe der Aufstellung einer Anergie / Exergie Bilanz ist für den konventionellen Dampfturbinenkondensator begründbar, dass eine in ihrer Größe nach Möglichkeit gering gehaltene Kondensationstemperatur ϑ_s die Verluste an der im Kondensator durch das Kühlwasser abgeführten Exergie geringer werden lässt. Erreichbar ist dies unter anderem durch **größere Wärmetauscherflächen** (längeres Rohrbündel, mehrere Gänge, große Rohranzahl) bzw. durch einen nach Möglichkeit **großen Kühlwassermassenstrom**.

Durch Einsetzen der gegebenen Zahlenwerte in Gleichung (3.2.1) folgt zunächst für die durch den Dampfturbinenkondensator abzuführenden Wärmestrom:

$$\begin{aligned} \left| \dot{Q}_{E1} \right| &= \dot{m}_a \cdot (q_f + r + q_{ii}) = \dot{m}_a (h_E - h_1) & [1] \text{ Gl. (3.2.1)} \\ \left| \dot{Q}_{E1} \right| &= 13,4 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot (3068 - 293,3) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \\ \left| \dot{Q}_{E1} \right| &= 37182 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] \stackrel{\wedge}{=} 37182 [\text{kW}] & \text{Anm.: } 1 [\text{J}] \stackrel{\wedge}{=} 1 [\text{Ws}] \end{aligned}$$

Darin enthalten sind:

h_E ... spezifische Enthalpie des überhitzten Dampfes im Prozesspunkt E; Wert zu entnehmen der Literatur [2] (Berties, Übungsbeispiele aus der Wärmelehre, Seite 13, Tafel 13), Überhitzungsenthalpie des überhitzten Dampfes nach *Wulkalowitsch* für die Überhitzungstemperatur von $\vartheta = 300 [\text{°C}]$, interpoliert zwischen den Drücken $p = 1 [\text{bar}]$ und $p = 5 [\text{bar}]$;

h_1 ... spezifische Enthalpie des Wassers im Prozesspunkt 1; Wert zu entnehmen der Literatur [3] (VDI Wärmeatlas, Db13), interpoliert zwischen den Drücken $p = 1 [\text{bar}]$ und $p = 5 [\text{bar}]$ und den Temperaturen $\vartheta = 50 [\text{°C}]$ und $\vartheta = 75 [\text{°C}]$;

Für den erforderlichen Kühlwassermassenstrom folgt mit Gl.(3.2.5):

$$\dot{m}_i = \frac{|\dot{Q}_{a,El}|}{c_{m,i} \cdot (\vartheta_{a,i} - \vartheta_{e,i})} = \frac{37182 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{J}}{\text{s}} \right]}{4210 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right] \cdot (130 - 60) [\text{K}]} = 126 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad [11] \quad \text{Gl.(3.2.5)}$$

Darin enthalten ist:

$c_{m,i}$... spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers für eine mittlere Temperatur von

$$\vartheta_{m,i} = (\vartheta_{e,i} + \vartheta_{a,i})/2 = (60 + 13)/2 = 95 [^{\circ}\text{C}] \text{ und } p = 12 \text{ bar;}$$

Werte zu entnehmen der Literatur [3] (VDI Wärmeatlas, Db5), interpoliert

zwischen den Temperaturen $\vartheta = 75 [^{\circ}\text{C}]$ und $\vartheta = 100 [^{\circ}\text{C}]$;

Die Vorwahl der Geometrie steht in wesentlicher Abhängigkeit von der erforderlichen Anzahl an Kühlwasser führenden Rohren je Gang!

Ausschlaggebend für das Bestimmen des künftigen Erscheinungsbildes des Rohrbündels und damit auch des Heizkondensators ist hier, mit welcher Geschwindigkeit das innere Medium (Kühlwasser, im Falle eines Heizkondensators Fernwärmewasser) durch die Rohre strömen darf. Eine **„Strömungsanalyse im Rohrbündel“** wie in **Kapitel 2 des Anlagenteils** dargestellt, ist hierfür erforderlich.

Eine erste Abschätzung über die notwendige Anzahl an Kühlwasser führenden Rohren eines Rohrganges (eine Längsrichtung) lässt sich mit Hilfe nachstehender Gleichung erreichen:

$$n_i = 4 \frac{\dot{m}_i}{d_i^2 \pi \rho_{m,i} w_i} \quad [11] \quad \text{Gl.(3.2.6)}$$

$$n_i = 4 \frac{\dot{m}_i}{d_i^2 \pi \rho_{m,i} w_i} = 4 \frac{126 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}{0,021^2 [\text{m}]^2 \cdot \pi \cdot 972 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot 0,9 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}$$

$$n_i = 416 [\text{Stk}]$$

Anmerkung: Die in den Rohren auftretende Strömungsgeschwindigkeit w_i sollte bei Wasser in den Grenzen von 0,9 ... 2,5 (m/s) liegend sein. Die Vorwahl eines Wertes aus dem niedrigeren Bereich eröffnet später eine größere „Bewegungsfreiheit“ da ein höheres Maß an Sicherheit gegeben ist. Diese Feststellung trifft sowohl für den Außen- als auch den Innenraum zu.

4. Analyse und Vergleich verschiedener Bauformen

Die Ausführung soll in einem ersten Gedanken gemäß Abbildung 4.2 erfolgen. Es handelt sich dabei um einen viergängigen (den Innenraum betreffenden) Rohrbündel - Wärmeübertrager mit einem äußeren Mantelweg und zwei festen Böden.

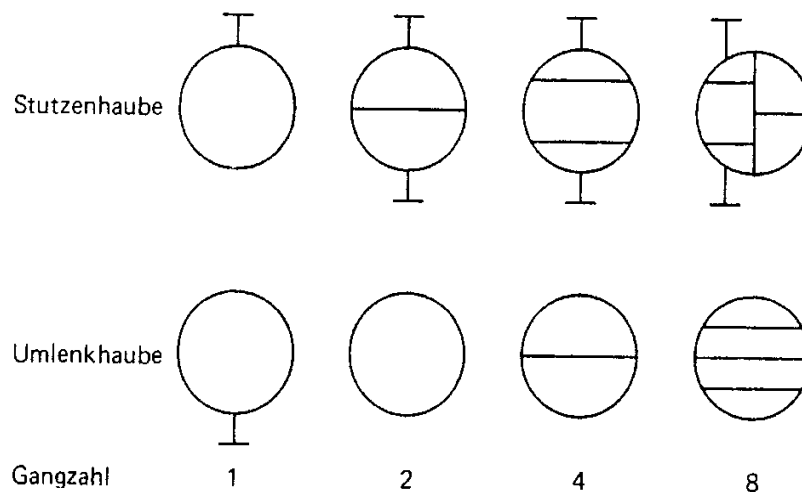


Abb. 4.1 Lage der Trennwände in den Hauben bei mehreren Gängen [5]

Der dieser Konstruktion zugrundeliegende Gedanke ist der, auf möglichst engem Raum ein relatives Maximum an Übertragungsleistung hervorrufen zu können. Dies stellt sicher, dass einerseits mit dem Blick auf die zu erwartenden Herstellkosten ein konkurrenzfähiges Produkt auf den Markt gebracht werden kann und andererseits die Festigkeitsberechnung bei kleineren Manteldurchmessern bzw. geringeren Baulängen kleinere Mindestwandstärken hervorbringen wird.

Aus thermodynamischer Sicht ist eine Trennung des Druckbehälters (Mantelraumes) in die drei mit dem Außenmedium zu durchlaufenden Phasen in soweit als sinnvoll anzusehen, als nicht zuletzt durch die stark variierenden Dichten verschieden große Volumenströme auftreten werden die eine spezifische Anpassung des für die Strömung vorzusehenden Raumes um das Rohrbündel notwendig machen.

Darüber hinaus ist bei der konkreten Problemstellung auch ein besonderer Augenmerk auf die Temperaturpaarungen des Außenraumes mit dem Innerraum, also der „Schaltung“ des Wärmetauschers zu legen.

Dieser viergängige Rohrbündel-Wärmeübertrager mit zwei festen Böden ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

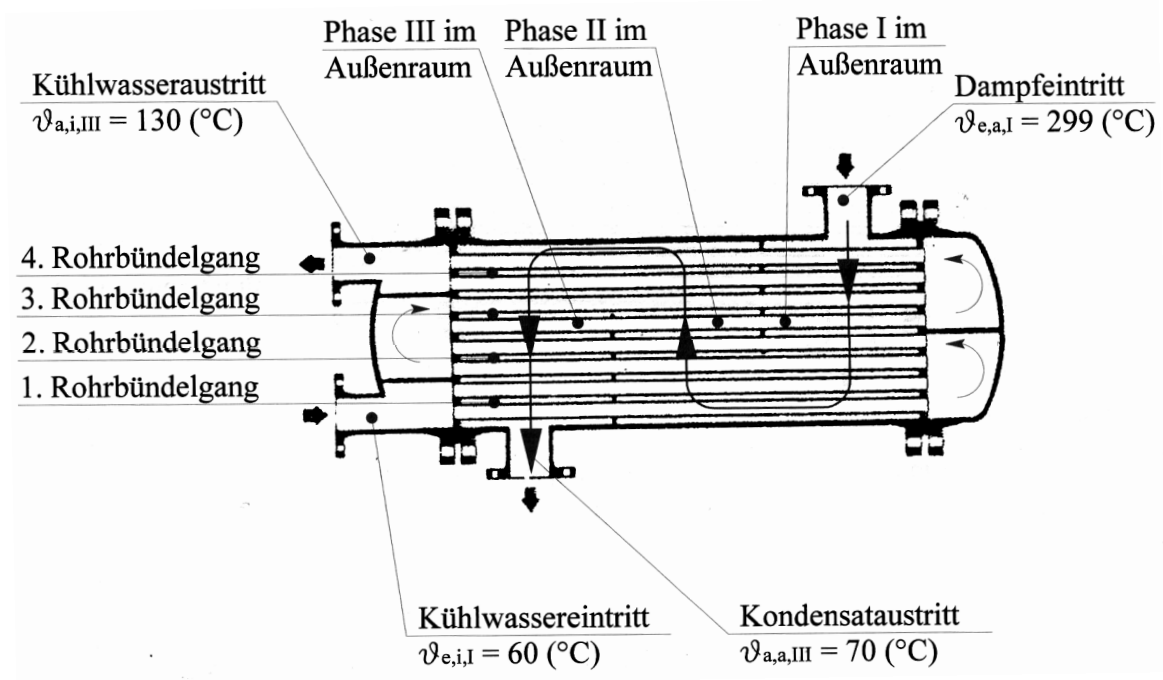


Abb. 4.2 Viergängiger Rohrbündel-Wärmeübertrager angewandt auf die konkrete Problemstellung [3], abgeändert

Wie aus der Darstellung ersichtlich wird, tritt durch die Schaltung des Außenraumes mit dem Rohrbündelinnenraum im Bereich der III. Außenraumphase folgende Temperaturpaarung auf:

Kondensatabkühlung von etwa 135°C (= Siedetemperatur) auf die vorgesehene Austrittstemperatur von 70°C

das Kühlwasser hat kurz vor seinem Austritt aus dem Rohrbündel beinahe die Höchsttemperatur von rund 130°C erreicht.

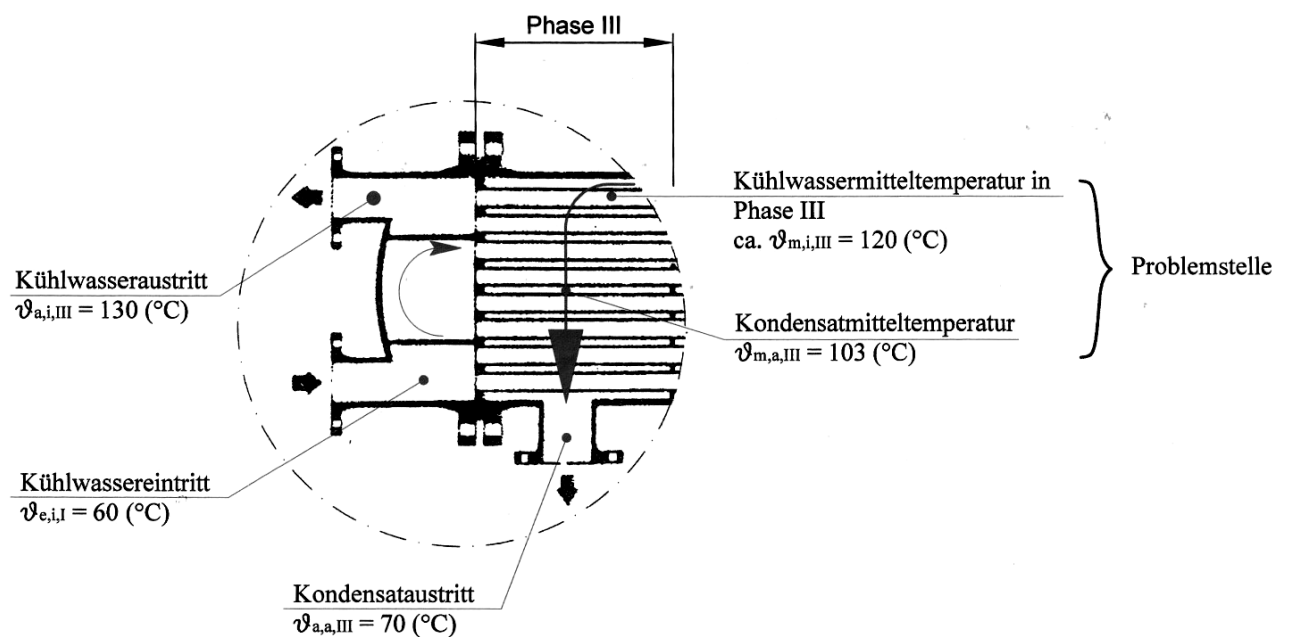


Abb.4.3 Problemstelle bei der Ausführung als viergängiger Rohrbündel –Wärmeübertrager
[3], abgeändert

Damit ist eine Rückerwärmung des Kondensates im Außenraum durch das stark erhitze Kühlwasser nicht auszuschließen. Abbildung 4.3 verdeutlicht diese Überlegung nochmals.

Ein möglicher Konstruktionsweg kann mit Hilfe des Einbaues von Längstrennwänden gefunden werden.

Durch die Vorsehung einer solchen wäre es beispielsweise möglich, den Eintrittsstutzen des Dampfes oberhalb des Austrittsstutzens anzuordnen, wodurch die Behältergeometrie besser genützt werden kann.

Des Weiteren unterbindet eine solche Trennung des Außenraumes die Bildung der in Abbildung 4.3 dargestellten Problematik, wonach bereits stark abgekühltes Kondensat mit hoch erwärmtem Kühlwasser gepaart wird.

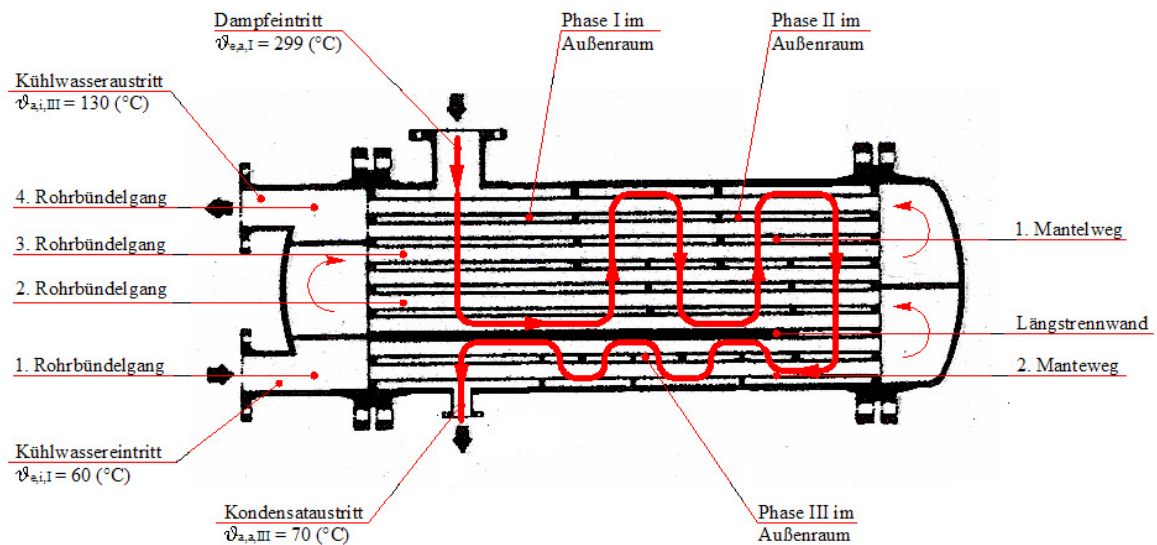


Abb.4.4 Viergängiger Rohrbündel - Wärmeübertrager mit zwei unterschiedlich großen Mantelwegen [3], abgeändert

In Abbildung 4.4 ist eine solche Konstruktion dargestellt. Die den Mantelraum in zwei Wege trennende Längstrennwand ermöglicht die Anordnung des Kondensat – Austrittsstutzens unter dem Eintrittsstutzen für den Dampf. Hierdurch gerät das bereits stark abgekühlte Kondensat über die Rohrbündelrohre ausschließlich mit nicht erhitztem Kühlwasser in Berührung.

Im Bereich des Übertritts vom ersten in den zweiten Mantelweg weist das äußere Medium die sogenannte Kondensationstemperatur auf. Für die vorgegebenen Verhältnisse beträgt diese rund $135\text{ }[^{\circ}\text{C}]$.

Das Kühlwasser hat in diesem Bereich (Übertritt vom 1. in den 2. Rohrgang) eine Temperatur von etwa 67 [°C] (eine entsprechende Berechnung folgt), und im Bereich des Übertritts vom 3. in den 4. Rohrgang etwa 70 [°C]. Damit ist eine Rückerwärmung des äußeren Mediums durch das sich erwärmende Kühlwasser ausgeschlossen.

Darüber hinaus gewährleistet diese Konstruktion einen möglichst großen Raum für den Dampf. Dieser weist aufgrund seiner geringen Dichte zum Kondensat einen verhältnismäßig großen Volumenstrom auf, womit er im Sinne moderater Außenraumgeschwindigkeiten viel freie Strömungsfläche erfordert.

Die Herleitung für das Berechnen der erforderlichen Gesamtrohrzahl ist im **3. Kapitel „Berechnung der erforderlichen Gesamtrohrzahl“** des Anlagenteils dargestellt.

Es errechnet sich die voraussichtliche, rechnerische Gesamtrohrzahl zu:

$$n_{i,ges} = n_i \cdot z \quad [/] \text{ Gl.(4.1)}$$

Darin steht die Variable z für die Anzahl an rohrseitigen Gängen. Es wurde die Konstruktion mit $z = 4$ Gängen gewählt, womit für die rechnerische Gesamtrohrzahl folgt:

$$n_{i,ges} = n_i \cdot z = 416 \cdot 4 \quad [/] \text{ Gl.(4.1)}$$

$$n_{i,ges} = 1\,664 \text{ [Stk.]}$$

5. Berechnung der Hauptabmessungen im Querschnitt

5.1 Berechnung, Dimensionierung und Festlegung des Rohrbündelrohrbildes

Der sogenannte Rohrspiegel, also jenes Bild der Rohrplatte, welches sich dem Betrachter zeigt, wenn er auf diese in noch nicht mit Rohren bestückten Zustand blickt, ist wesentlich für die Größe und Ausbildung des Behältermantels und damit für die Gesamtgröße des Rohrbündel - Wärmeübertragers verantwortlich.

Die Art der Teilung beeinflusst wesentlich die Geschwindigkeit des im Außenraum des Mantels strömenden Mediums und in weiterer Folge auch den äußeren Wärmeübergang.

Nachdem die Gesamtzahl aller kühlwasserführenden Rohre errechnet wurde, kann über die Definition der Rohrteilung das Gesamtbild des Rohrbündels festgelegt werden. In diesem Kapitel kann jedoch noch nicht die erforderliche Länge des Bündels errechnet werden. Diese setzt die Betrachtung, Analyse und Berechnung der Strömung um das Rohrbündel voraus und wird in den nachstehenden Kapiteln dieser Arbeit behandelt werden.

Prinzipiell kann zwischen zwei Teilungen unterschieden werden: es sind dies die

quadratische Teilung

Dreiecksteilung

In Abbildung 3.3.1.1 sind diese beiden Teilungsformen, welche ihrerseits wieder in zwei nach dem Anströmwinkel zum Rohrbündel zu unterscheidende Varianten unterteilt werden können, dargestellt.

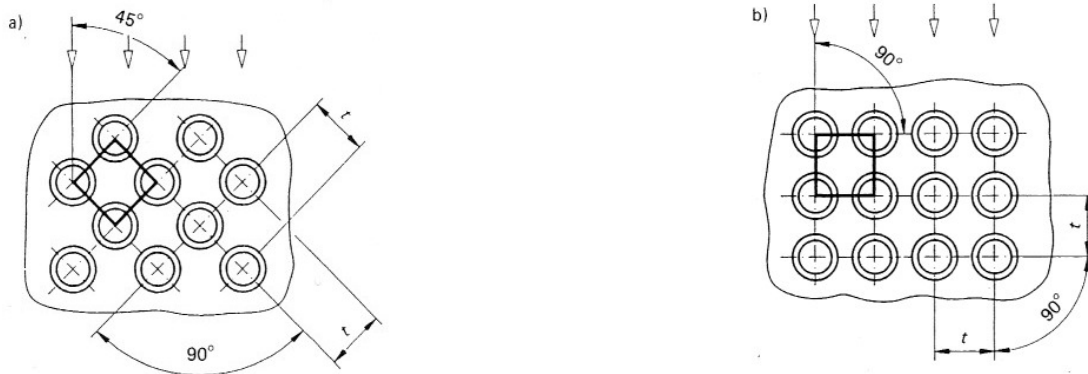
Generell kann die Aussage getroffen werden, dass bei einer bereits definierten, zur Verfügung stehenden Rohrplattenfläche, die Anwendung der Dreiecksteilung eine höhere Anzahl an zum Einbau möglichen Rohren bietet, wohingegen jedoch die quadratische Form der Teilung später eine bessere Möglichkeit der Reinigung bietet.

Bei flüssigen Medien im Außenraum wird zumeist eine Dreiecksteilung mit einem Anströmwinkel von 30° vorgesehen, wohingegen die Version mit 60° das Einhalten geringerer Druckverluste im Mantelraum ermöglicht.

Darüber hinaus besteht bei beiden Varianten die Möglichkeit die Rohre durch oder auch um den Mittelpunkt des Rohrbodens zu positionieren.

Zumeist werden die Rohrbündelrohre jedoch durch den Mittelpunkt angeordnet.

Quadratische Teilung



Dreiecksteilung

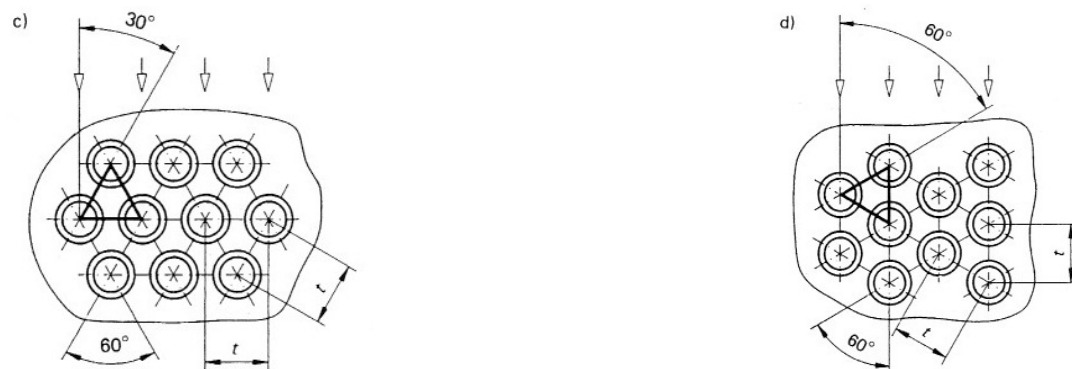


Abb. 5.1.1 Teilungsvarianten für Rohrbündelrohre [4]

Für die konkrete Problemstellung wird nach Abbildung 5.1 die Variante der Dreiecksteilung mit einem Anströmwinkel von 60° (Variante d) gewählt. Aufgrund des im Kreislauf des Dampfturbinenprozesses gleichbleibenden Wassers (Kreislaufwasser) und der damit eher geringeren Neigung des Bündels zu verschmutzen, kann im Sinne einer möglichst effizienten und damit platzsparenden Möglichkeit der Unterbringung der Innenrohre auf diese Variante zurückgegriffen werden.

Wie aus der genannten Abbildung des Weiteren ersichtlich ist, stellt die Variable t , die Rohrteilung, eine wesentliche Größe in der Gestaltung des Rohrspiegels dar. Sie ist keine frei wählbare, sondern steht einerseits in Abhängigkeit des Außendurchmessers der Rohrbündelrohre d_a und andererseits ist sie für die unterschiedlichen Befestigungsvarianten der Rohre in der Rohrplatte auch verschieden groß.

Tabelle 5.1.1 zeigt diese Abhängigkeit auf:

Außendurchmesser der Innenrohre d	Rohrteilung t für Rohr/Rohrboden- Befestigungen	
	durch Schweißen, Einwalzen oder Kombinationen mit Schweißen	durch Schweißen
16	21	20
20	26	25
25	32	30
30	38	36
38	47	45

Tab. 5.1.1 Rohrteilung nach DIN 28 182 (alle Maße in mm) [5]

Die zunächst wichtigste zu errechnende Größe ist der Hüllkreisdurchmesser des Rohrbündels. Er umschließt bzw. begrenzt das Rohrbündel, da deren äußerste Rohre nicht bis an den Behältermantel ragen dürfen (beispielsweise wegen des Ein- und Ausbaues des Bündels).

Eine Abschätzung des Hüllkreisdurchmessers D_H kann mit nachstehender Beziehung erfolgen:

$$D_H = \sqrt{f_1 \cdot n_{i,ges} \cdot t^2 + f_2 \cdot \sqrt{n_{i,ges}} \cdot t + d_a} \quad [4] \text{ Gl.(5.1.1)}$$

Die in Gleichung (3.3.1.1) enthaltene Konstante f_1 steht in Abhängigkeit der Teilungsart des Rohrbündels. Sie kann folgende Werte annehmen:

$f_1 = 1,1$ bei Dreiecksanordnung

$f_1 = 1,3$ bei quadratischer Teilung

Die Konstante f_2 wird aus Tabelle 5.1.2 abgelesen. In Abhängigkeit der Anzahl an Gängen (Rohrgängen) ist ein zugehöriger Wert ausgewiesen.

Die Gestalt der Gleichung (5.1.1) bezieht sich auf einen mit Rohren zur Gänze ausgefüllten Rohrteilungsplan. Werden aus konstruktiver Sicht, Felder vorzusehen, welche ohne Rohre ausgeführt werden sollen, so ist die theoretische Rohrzahl dieser Felder zu der real vorgesehenen, hinzuzuzählen.

Es besteht jedoch dahingehend eine Einschränkung, als diese Tabelle nicht für die Berechnung von Rohrbündel - Wärmeübertrager mit U-Rohren Gültigkeit hat (siehe [4] VDI Wärmeatlas 2002, Kapitel Ob, Seite 6).

Darüber hinaus gilt die abzulesende Konstante für Trennwandgassen mit Dichtungsbreiten von einheitlich 10 mm.

Anzahl der Gänge	1	2	4	8
f_2 in mm	0	22	70	105

Tab. 5.1.2 Konstante f_2 zur Abschätzung des Hüllkreisdurchmessers D_H [4]

In der Literatur, [5] Gabernig, Energie- und Klimatechnik, Seite 36, wird an Stelle des Hüllkreisdurchmessers zunächst der Teilkreis der äußeren Rohre berechnet. Für eine überschlägige Abschätzung gilt die einfache Form:

$$D_T \approx t \cdot \sqrt{1,1 \cdot n_{i,ges}} \quad [/] \text{ Gl.(5.1.2)}$$

Sie gilt gemäß ihrer Definition uneingeschränkt und bezieht sich in ihrem Aufbau auf ein tabellarisch festgehaltenes Verhältnis der Gesamtrohrzahl $n_{i,ges}$ (in der Literatur mit z bezeichnet) zu einer tabellarischen Größe Z_R , welche in der – hier nicht angeführten – alternativ angeführten Gleichung zur Berechnung des Teilkreisdurchmessers angewandt wird.

Durch Einsetzen der vorliegenden Zahlenwerte und dem aus Tabelle 5.1.1 für Kühlrohre mit einem Außendurchmesser von $d_a = 25$ (mm), die durch Einschweißen bzw. Einwalzen in der Rohrplatte verankert werden, abgelesenen Zahlenwert, geltend für eine Rohrteilung von **$t = 32$ (mm)**, folgt der Schätzwert des Teilkreisdurchmessers zu:

$$\begin{aligned} D_T &\approx t \cdot \sqrt{1,1 \cdot n_{i,ges}} = 32 \cdot \sqrt{1,1 \cdot 1664} & [/] \text{ Gl.(5.1.2)} \\ D_T &\approx 1369 [\text{mm}] \end{aligned}$$

Von diesem Schätzwert für den Teilkreisdurchmesser ausgehend, kann anhand von Abbildung 5.1.3 auf den **Hüllkreisdurchmesser D_H** über folgenden Weg geschlossen werden:

$$\begin{aligned} D_H &= D_T + 2(r_a) = D_T + d_a & [/] \text{ Gl.(5.1.3)} \\ D_H &= 1369 + 25 \\ D_H &= 1394 [\text{mm}] \end{aligned}$$

Der Innendurchmesser des Behältermantels, D_i , kann anhand von Abbildung (3.3.1.3) durch folgende Beziehung errechnet werden:

$$D_i = D_H + 2u \quad [/] \text{ Gl.(5.1.4)}$$

Die Variable u steht darin für den Abstand zwischen den äußersten Rohrbündelrohren und dem Innendurchmesser des Mantels. Grundsätzlich aus Erfahrungswerten hervorgehend, kann dieser aus fertigungstechnischen Gesichtspunkten einzuhaltende Abstand in der Größenordnung von 4 ... 8 (mm) angenommen werden. Letzter Wert ist insbesondere bei Rohrbündel - Wärmeübertrager mit zwei Böden anzuwenden.

Mit der einer auf der sogenannten „sicheren Seite“ liegen sollenden Annahme von $u = 8$ (mm) folgt für den Innendurchmesser des Mantels:

$$\begin{aligned} D_i &= D_H + 2u = 1394 + 2 \cdot 8 & [/] \text{ Gl.(5.1.4)} \\ D_i &= 1410 [\text{mm}] \end{aligned}$$

Der für das Beschaffen des Behältermantels letztlich entscheidende Außendurchmesser ergibt aus der einfachen Beziehung nach Gleichung (5.1.5):

$$D_a = D_i + 2s_1 \quad [/] \text{ Gl.(5.1.5)}$$

Die Mantelwandstärke s_1 kann an dieser Stelle noch nicht als feststehende Größe vorliegen und muss daher aus Erfahrungswerten vorgewählt werden. Sie steht in Abhängigkeit vom Gesamtvolumen des Behältermantels, den herrschenden Zuständen wobei insbesondere der Druck eine große Rolle einnimmt und nicht zuletzt zeigt sie sich natürlich auch vom Material abhängig.

Im Zuge einer zwingend erforderlichen Festigkeitsberechnung wird diese dann errechnet und sollte mit der hier getroffenen Annahme übereinstimmend sein.

Es wird vorgewählt: $s_1 = 10$ (mm)

Damit folgt für den rechnerischen Außendurchmesser des Mantelrohres:

$$\begin{aligned} D_a &= D_i + 2s_1 = 1410 + 2 \cdot 10 & [/] \text{ Gl.(5.1.5)} \\ D_a &= 1430 [\text{mm}] \end{aligned}$$

Aus Tabelle 5.1.3 kann in Folge vom rechnerischen Außendurchmesser auf den nächst größeren Normaußendurchmesser der standardisierten Mantelrohre geschlossen werden.

Nenndurchmesser	100	125	150	200	250	300	350	400
Außendurchmesser	114	140	168	219	273	324	355	406
Nenndurchmesser	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Außendurchmesser	508	600	700	800	900	1000	1100	1200
Nenndurchmesser	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	usf.
Außendurchmesser	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	usf.

Tab. 5.1.3 Durchmesser von Mantelrohren (Maße in mm) [5]

Es ist ersichtlich, dass der nächst größerem standardisiertem Mantelaußendurchmesser mit 1600 (mm) festgelegt ist. Der errechnete Wert von 1430 (mm) liegt demnach deutlich näher bei dem nächst kleinerem Wert von 1400 (mm), welcher beispielsweise durch das Einsparen von Rohrbündelrohren erreichbar wäre. Die damit einhergehende Steigerung der Kühlwassergeschwindigkeit wäre in dem konkreten Fall verträglich, zumal die Vorwahl mit etwa 0,9 (m/s) sehr vorsichtig ausfiel.

Hingegen ist mit Blick auf den Außenraum der Gedanke an einen kleineren Manteldurchmesser wieder zu verwerfen. Bedingt durch die geringer Dichte des Dampfes im Zustand des Eintritts ist die zu erwartende Strömungsgeschwindigkeit verhältnismäßig hoch. Mit einem größeren Behältermantel und einem großzügiger bemessenen Abstand zwischen Rohrbündel und Mantelinnendurchmesser kann zusätzlich einer ausufernden Außenraumgeschwindigkeit wirkungsvoll entgegen getreten werden, womit die Festlegung auf folgendes Ergebnis fällt:

$$D_a = 1600 \text{ (mm)}$$

Ein im Zuge der weiteren Berechnung in dieser Arbeit durchzuführender, rechnerischer Nachweis über die auftretende Strömungsgeschwindigkeit im Außenraum ist jedoch unerlässlich.

Folgende Zusammenfassung der bisherigen **rechnerischen Erkenntnisse** kann am Ende dieses Kapitels erstellt werden:

vorläufige Konstruktionsgrundanten			
Vorläufige Anzahl an kühlwasserführenden Rohren je Gang	n_i	416	[Stk]
Anzahl an Gängen	z	4	[Stk]
Gesamtzahl an kühlwasserführenden Rohren (vorläufig – Anhaltswert für die Konstruktion)	$n_{i,ges}$	1 664	[Stk]
Außendurchmesser der Kühlrohre	d_a	25	[mm]
Rohrteilung	t	32	[mm]
Teilungswinkel	Φ	60	[°]
Hüllkreisdurchmesser (vorläufig – Anhaltswert für die Konstruktion)	D_H	1 394	[mm]
Teilkreisdurchmesser (vorläufig – Anhaltswert für die Konstruktion)	D_T	1 369	[mm]
Außendurchmesser des Mantels	D_a	1 600	[mm]
Wandstärke des Mantels	s_1	10	[mm]
Innendurchmesser des Mantels	D_i	1 580	[mm]

Tab. 5.1.4 Zusammenfassung der bisherigen Rechenergebnisse für die Konstruktion des Rohrbündels [/]

Anhand dieser Daten kann in Folge der Querschnitt des künftigen Rohrbündels konstruiert werden. Nachdem der Behältermantel aufgetragen wurde, kann der das Rohrbündel nach außen hin begrenzende Hüllkreisdurchmesser gezeichnet werden. Daran anschließend wird die zur Verfügung stehende Fläche unter Bedachtnahme auf die Rohrteilung mit Kühlrohren versehen. Gemäß bisherigen Erkenntnissen werden diese um den Mittelpunkt angeordnet.

In Tabelle 5.1.5 sind die konstruktiv ermittelten Daten des Rohrbündels zusammengestellt. Wie ersichtlich ist, wurde durch das Anpassen des äußeren Behältermanteldurchmessers an die nächste Normgröße eine etwas größere Fläche geschaffen, die dementsprechend mehr Kühlwasserrohre aufzunehmen im Stande ist.

Konstruktionsdaten des Rohrbündels				
Anzahl an kühlwasserführenden Rohren je Gang	n_i	485	4. Rohrgang	[Stk]
		434	3. Rohrgang	
		434	2. Rohrgang	
		493	1. Rohrgang	
Anzahl an Gängen	z	4		[Stk]
Gesamtzahl an kühlwasserführenden Rohren	n_{iges}	1 846		[Stk]
Außendurchmesser der Kühlrohre	d_a	25		[mm]
Rohrteilung	t	32		[mm]
Teilungswinkel	Φ	60		[°]
Hüllkreisdurchmesser	D_H	1564		[mm]
Teilkreisdurchmesser	D_T	1536,6		[mm]
Außendurchmesser des Mantels	D_a	1 600		[mm]
Wandstärke des Mantels	s	10		[mm]
Innendurchmesser des Mantels	D_i	1 580		[mm]

Tab. 5.1.5 Zusammenfassung der konstruktiv ermittelten Daten des Rohrbündels [7]

An der letzten Stelle dieses Kapitels soll die Kontrolle der Geschwindigkeit des Kühlwassers in den Rohrbündelrohren stehen. Sie war es, die maßgeblich an der Größenbestimmung des Rohrbündels und damit auch des Behältermantels beteiligt war und darüber hinaus auch den bereits aufgezeigten Grenzen unterliegt. Fällt sie zu gering aus (ca. 1 m/s), besteht die Gefahr der Verschmutzung der Rohre (Ablagerungen), steigt sie hingegen über eine Grenze von etwa 2 (m/s), wird der daraus resultierende Druckverlust für einen wirtschaftlichen Betrieb der Anlage zu groß. Unter anderem wären größere Pumpen eine notwendige Folge einer solchen Geschwindigkeitserhöhung.

Aus der Form der Gleichung (5.1.6) wird durch Umstellen auf die tatsächlich auftretende Geschwindigkeit des Wassers im Rohrbündel geschlossen, es folgt zunächst für den ersten Rohrgang:

$$w_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot A_i} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i \cdot \left(n_i \cdot \frac{d_i^2 \pi}{4} \right)} \quad [/] \text{ Gl.(5.1.6)}$$

$$w_i = \frac{126 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]}{972 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \cdot \left(354 \cdot \frac{0,021^2 [\text{m}]^2 \pi}{4} \right)} \approx 1,1 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Es ist damit erwiesen, dass die getroffene konstruktive Form des Rohrbündelquerschnittes in dieser Form für den konkreten Anwendungsfall realisierbar ist. Die erreichbare Strömungsgeschwindigkeit von rund 1,1 (m/s) liegt etwa bei dem in der Literatur angeführten Wert von etwa 1 (m/s), ist jedoch auch in seiner Größe mit dem ursprünglich durch den Auftrag definierten, vorgewählten Richtwert von 0,9 m/s annähernd identisch und daher in dieser Form zulässig.

Dieses Rechenschemata angewandt auf alle vier Rohrgänge lässt nachstehende Tabelle entstehen:

Strömungsgeschwindigkeiten w_i im Rohrbündel		
Rohrgang	Anzahl an Rohren	Geschwindigkeit i.d. Rohren
	n_i	w_i
[-]	[-]	[m/s]
1	493	0,8
2	434	0,9
3	434	0,9
4	485	0,8

Tab. 5.1.6 Zusammenfassung der tatsächlichen Strömungsgeschwindigkeiten im Rohrbündel [/]

Die Abbildungen 5.1.2 und 5.1.3 geben die bisherigen Ergebnisse des Rechenganges welche in Tabelle 5.1.5 zusammengestellt sind auf graphischem Wege wieder.

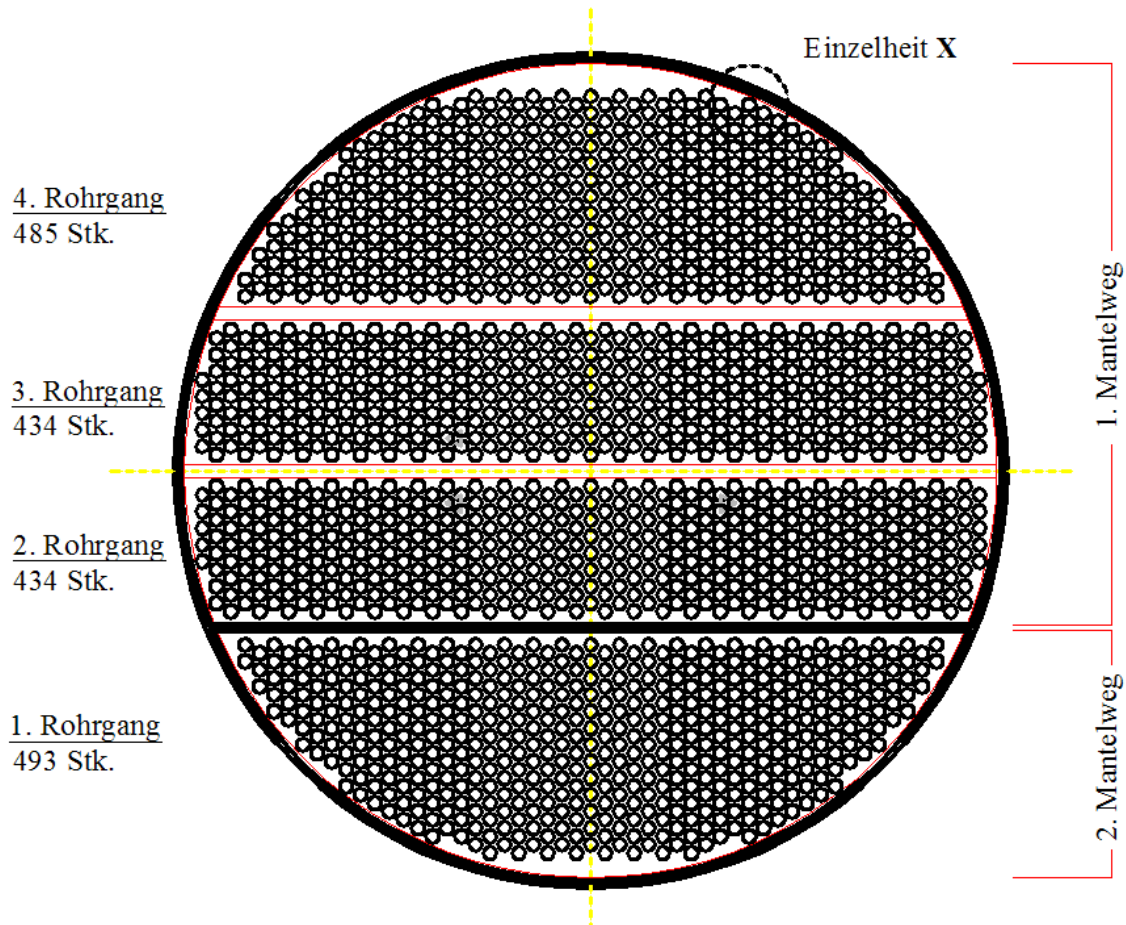


Abb. 5.1.2 Konstruktionsskizze für die Rohrbelegung des Rohrbündels im Kondensator [1]

Aus der bisher geleisteten Konstruktionsarbeit lassen sich folgende Erkenntnisse ziehen:

Die Größe des Kondensators steht in direkter Abhängigkeit zweier Werte:

dem Kühlwassermassenstrom

dem Dampfmassenstrom im Außenraum

Aufgrund der Vorgabe der Spreizung des Kühlwassers bzw. der in diesem Fall erforderlichen Temperaturdifferenz des Fernwärmenetzes kann der rohrseitige Massenstrom nicht beeinflusst werden. Über die Wahl der Strömungsgeschwindigkeit im Rohrbündel besteht die Möglichkeit in beschränktem Umfang auf die Anzahl an Rohren je Rohrgang Einfluss zu nehmen. Je mehr Rohre vorgesehen werden, und je höher die Zahl der Gänge gewählt wird, desto besser kann der Problematik der hohen Außengeschwindigkeiten in der Dampfphase begegnet werden.

Die spezifische Form des Rohrspiegels ist durch die genormte Rohrteilung t durch den Konstrukteur nicht veränderbar, wodurch der Abstand zwischen den Rohren eine unveränderliche Größe darstellt.

Daher ist bei eintretenden Medien in den Außenraum mit geringer Dichte besonderes Augenmerk auf folgende Größen zu legen:

Bei vorgegebener Spreizung des Kühlwassers ist die Strömungsgeschwindigkeit im Bündel möglichst gering anzusetzen um mehr Rohre je Gang unterbringen zu können.

Die Anzahl an rohrseitigen Gängen (Umlenkungen des Kühlwassers) ist möglichst hoch anzusetzen um einen größeren Außenraum mit Rohren bestücken zu können.

Beide Maßnahmen führen dazu, dem Dampfmassenstrom eine möglichst große Fläche zwischen den Rohrbündelrohren, also der Summe der Abstände e (siehe nächstes Kapitel) je Laufmeter Rohrbündel zu geben, womit dessen Geschwindigkeit weniger hoch ausfällt.

Einzelheit X

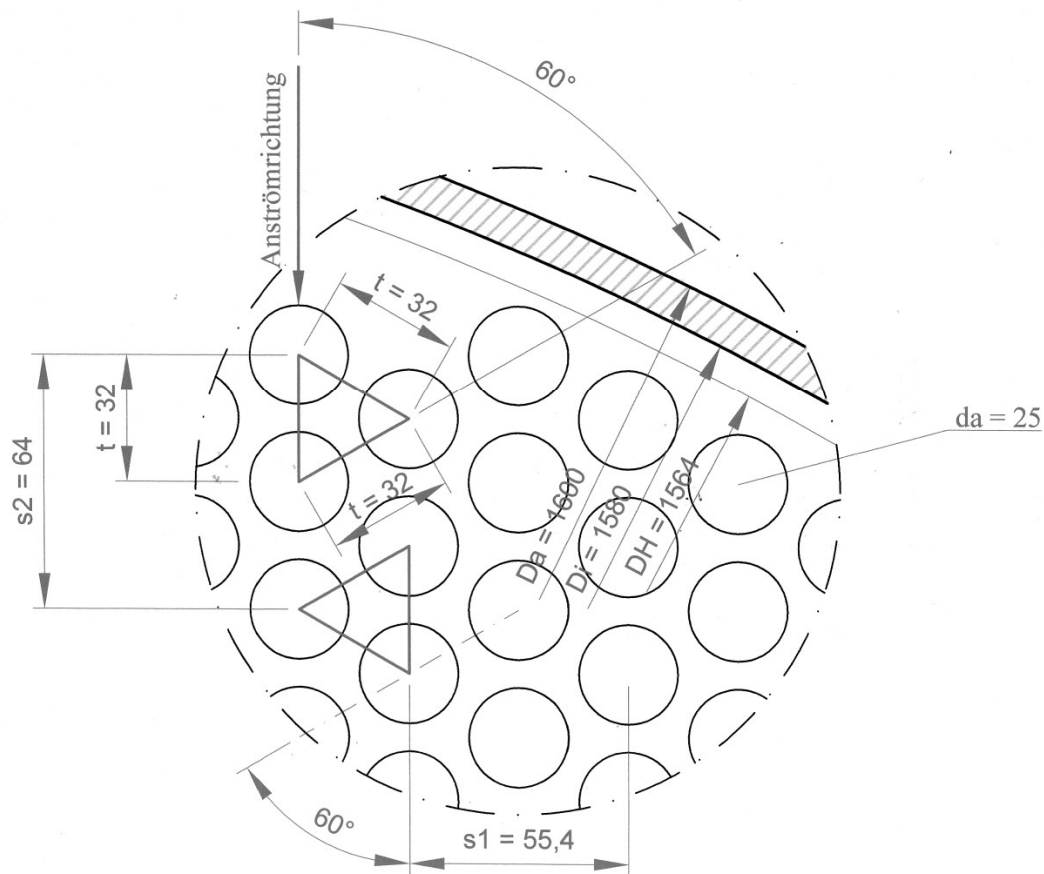


Abb. 5.1.3 Einzelheit X der Rohraufteilung im Kondensator [/]

Anmerkung: Die Bezeichnung der Rohrreihen wird in Folge dermaßen gewählt, dass die zu oberst liegende Reihe die Nummer 1, die darunter liegende die Nr. 2 usw. zugewiesen bekommt.

Nachdem nunmehr das Bild des Rohrbündels und damit auch die Hauptabmessungen des Heizkondensators festgelegt wurden, sind in einem weiteren Rechenverfahren die erbrachten Ergebnisse auf ihre Zulässigkeit zu überprüfen.

Ein dabei entscheidendes Kriterium ist die Geschwindigkeit des Dampfes zwischen den einzelnen Rohrreihen sowie jene im Längsstrom oberhalb und unterhalb der Fenster die durch die Umlenkmale freigegeben werden.

Erst durch das in **Kapitel 4** mit der Bezeichnung **„Dimensionierung und Kontrollberechnung des Außenraumes“** dargestellte Rechenverfahren kann sowohl die Größe der Umlenkmale als auch die Zulässigkeit der Konstruktion berechnet und nachgewiesen werden.

6. Wärmeübertragung in Rohrbündelwärmeübertragern

6.1 Allgemeine Zusammenhänge der Wärmeübertragung

Neben der Kenntnis über den erforderlichen Querschnitt eines Rohrbündelwärmeübertragers interessiert auch dessen erforderliche Länge. Im Gegensatz zu der bereits durchgeführten Bestimmung des erforderlichen Manteldurchmessers in Abhängigkeit des notwendigen Kühlwassermassenstromes, definiert sich die zu realisierende Rohrbündellänge über die „Fähigkeit“ des Bündels Wärme zu übertragen. Mit wachsendem **Wärmedurchgangskoeffizient** **k** des Rohrbündels sinkt die erforderliche Rohrlänge zur Übertragung eines gewissen Wärmestromes.

Es gilt der mathematische Zusammenhang:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad [11] \text{ Gl.(6.1.1)}$$

Wird der Wärmedurchgangskoeffizient **k** beispielsweise auf die innere Rohroberfläche bezogen, folgt:

$$\dot{Q} = k_i \cdot (d_i \cdot \pi \cdot l) \cdot \Delta\vartheta_m \quad [11] \text{ Gl.(6.1.2)}$$

Die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ steht in Abhängigkeit der „Schaltung“ des Wärmetauschers. Im Fall der vorliegenden Problemstellung wird mit der Beziehung für einen „Kreuz – Gegenstrom“ Wärmetauscher gerechnet.

Es gilt dafür der Zusammenhang:

$$\Delta\vartheta_m = \left(\Delta\vartheta_{m, \text{Kreuz}}\right)^{\frac{1}{z}} \cdot \left(\Delta\vartheta_{m, \text{Geg}}\right)^{\left(1 - \frac{1}{z}\right)} \quad [5] \text{ Gl.(6.1.3)}$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient **k** stellt im Wesentlichen eine Funktion des inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_i bzw. α_a dar. Die Wärmeleitung durch die Rohrwand kann bei der Berechnung von Rohrbündeln aufgrund ihres geringen Einflusses zumeist vernachlässigt werden.

Stellt die Berechnung des inneren Wärmeübergangskoeffizienten lediglich geringen mathematischen Aufwand dar, erfordert der Rechengang des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten erheblich mehr Rechenarbeit.

Für den auf 1 m² kreisrunder, innerer Rohroberfläche bezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten gilt allgemein:

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2} \sum \left(\frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{d_a}{d_i} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a} \frac{d_i}{d_a}} \quad [2] \text{ Gl.(6.1.4)}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient der inneren Strömung (Kühlwasser) kann nach *Schack* vereinfacht folgend angeschrieben werden:

$$\alpha_i = 3370 \cdot w_i^{0,85} \cdot (1 + 0,014 \cdot \vartheta_{m,i}) \quad [2] \text{ Gl.(6.1.5)}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient der äußeren Strömung (Dampf / Kondensat) wird mit Hilfe nachstehender Gleichung berechnet:

$$\alpha_a = \frac{Nu_{0,AW,a} \cdot \lambda}{\frac{\pi}{2} d_a} K \quad [4] \text{ Gl.(6.1.6)}$$

Darin steht die Variable K für den Korrekturfaktor des Wärmestromes (Heizung oder Kühlung). Er steht bei Gasen in Abhängigkeit der Temperaturen bzw. bei Flüssigkeiten in Abhängigkeit der Prandtlischen Zahlen. Es sind:

$$K_{\text{Gas}} = \left(\frac{\vartheta_m}{\vartheta_w} \right)^{0,12} \quad [5] \text{ Gl.(6.1.7)}$$

$$K_{\text{Flkt}} = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad [5] \text{ Gl.(6.1.8)}$$

Anm.: In der Literatur [4], VDI Wärmeatlas wird in Kapitel Gh noch eine weitere Gleichung definiert. So wird die Gültigkeit von Gl. (6.1.8) bei Flüssigkeiten auf das Gebiet $Pr / Pr_W > 1$ eingeschränkt. Für den Fall $Pr / Pr_W < 1$ gilt $K = (Pr / Pr_W)^{0,11}$. Diese Unterscheidung wird in [5], Energie- und Klimatechnik nicht getroffen!

Den massiven Rechenaufwand stellt in dieser Gleichung die Nusseltsche Zahl dar. Sie setzt sich bei der Strömung des äußeren Mediums um das Rohrbündel zusammen aus einem laminaren und einem turbulenten Anteil. Zusätzlich erschwert wird ihr Bestimmung durch die leicht einsichtige Tatsache, dass die äußere Querströmung um die Rohre des Rohrbündels keine konstante Geschwindigkeit aufweist. Darüber hinaus erfolgt die Strömung abwechselnd quer und längs zu den Rohrbündelrohren.

In den nachstehenden Kapiteln gehe ich auf diese komplexe Rechenaufgabe ein, und zeige einen derzeit üblichen Weg zur Berechnung auf.

Die exakte Berechnung der Wärmeübertragung im Außenraum geht wieder von der Kenntnis der **Nusseltschen Zahl der Dampfströmung** aus.

Diese wird ausgehend von einem Einzelrohr für ein Rohrbündel durch die Berücksichtigung der Anordnung der Rohre modifiziert. In einem weiteren Schritt wird darüber hinaus die Umlenkung der Strömung in Folge des Einbaus von Umlenkblechen in der Berechnung durch die exakte Definition eines Korrekturfaktors berücksichtigt.

6.2 Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohren

Die sich um die Rohre ausbildende Strömung kann in den meisten Fällen, wenn $Re > 60$, als eine solche angesehen werden, welche zusammengesetzt aus einem laminaren und einem turbulenten Anteil ist. Für die Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen, der Nusseltschen und der Reynoldsschen Zahl, wird von einer mittleren Nusselt-Zahl ausgegangen. Für das Bilden der Gleichung wird eine sogenannte Überströmlänge l benötigt, welche sich nach der folgenden Abbildung definiert:

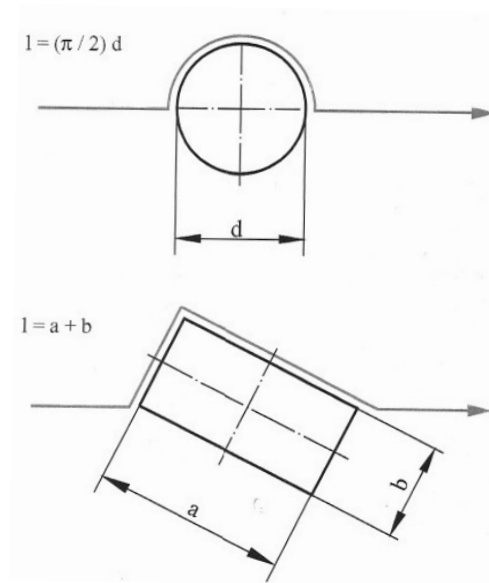


Abb. 6.2.1 Definition der Überströmlänge l [5]

Die mittlere Nusselt-Zahl geltend für ein Einzelrohr ist:

$$\text{Nu}_{1,0,a} = 0,3 + \sqrt{\text{Nu}_{\text{lam}}^2 + \text{Nu}_{\text{turb}}^2} \quad [5] \quad \text{Gl.}(5.2.1)$$

Darin gilt für den laminaren Anteil der Strömung:

$$\text{Nu}_{1,\text{lam},a} = 0,664 \cdot \text{Re}^{1/2} \cdot \text{Pr}^{1/3} \quad [5] \quad \text{Gl.}(5.2.2)$$

Für den turbulenten Strömungsanteil gilt:

$$\text{Nu}_{1,\text{turb},a} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right)} \quad [5] \quad \text{Gl.}(5.2.3)$$

Alle anderen Größen sind mit der äußeren, mittleren Phasentemperatur zu berechnen bzw. auf diese zu beziehen. Es gilt daher wieder:

$$\vartheta_m = (\vartheta_E + \vartheta_A) / 2$$

Der Gültigkeitsbereich der Gleichungen (5.2.1) bis einschließlich (5.2.3) erstreckt sich über $10 \leq \text{Re} \leq 10^7$ bzw. $0,6 \leq \text{Pr} \leq 10^3$.

6.3 Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohrbündel

Für die Berechnung des Wärmeüberganges bei einem Rohrbündel (hier noch ohne Umlenkbleche!) ist grundsätzlich wieder von jener Methodik auszugehen, welche bereits für das Einzelrohr angewandt wurde. **Die so erhaltene Nusseltsche Zahl ist jedoch in Folge noch mit einem Anordnungsfaktor f_A zu multiplizieren, welcher die Anordnung der Rohre (fluchtend oder versetzt) zu berücksichtigen vermag.** Die so ermittelte Zahl Re wird auch als sogenannte „modifizierte Reynolds-Zahl“ bezeichnet.

Der Anordnungsfaktors f_A steht in Abhängigkeit des Längs- bzw. des Querverhältnisses; es gilt die Unterscheidung folgender Anordnungen:

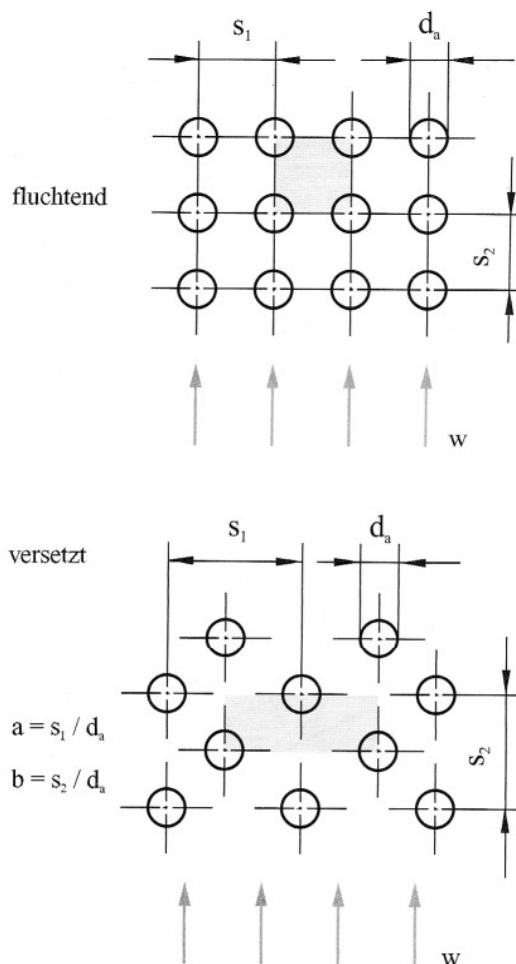


Abb.6.3.1 Quer- und Längsteilung bei Rohrbündeln [5]

Es gilt gemäß der Abbildung 6.3.1 für das:

Längsteilungsverhältnis

$$a = \frac{s_1}{d_a} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.1)$$

Querteilungsverhältnis

$$b = \frac{s_2}{d_a} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.2)$$

Für den Hohlraumanteil gilt die Beziehung

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} \quad \text{wenn } b \geq 1 \text{ ist; ansonsten gilt} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.3)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4ab} \quad \text{für } b < 1. \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.4)$$

Damit folgt für den Anordnungsfaktor des fluchtend angeordneten Rohrbündels:

$$f_{A,fl} = 1 + \frac{0,7 \bullet \left(\frac{b}{a} - 0,3 \right)}{\psi^{1,5} \bullet \left(\frac{b}{a} + 0,7 \right)^2} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.5)$$

und für das versetzt aufgebaute:

$$f_{A,vers} = 1 + \frac{2}{3b} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.6)$$

Es wird die **Nusseltsche Zahl für das Bündel** (ohne Umlenkblechen) damit:

$$Nu_{0,Bündel,a} = f_A \bullet Nu_{1,0,a} \quad [4] \text{ Gl.}(6.3.7)$$

Für die Gültigkeit der Gleichungen (6.3.5) und (6.3.6) heißt es in der Literatur, [5] GABERNIG, Energie- und Klimatechnik, S. 23:

„Da die Wärmeübergangszahl in den ersten Rohrreihen ansteigt und erst ab etwa der fünften Reihe konstant bleibt, sind diese Beziehungen erst auf Rohrbündel mit mindestens zehn Rohrreihen anzuwenden. Bezüglich der Gültigkeitsbereiche und des Einflusses der Wärmestromrichtung für Rohrreihe und Rohrbündel wird auf das Einzelrohr verwiesen. Abweichungen vom Einzelrohr:

Re von 10 bis 10^6 ;

für Flüssigkeiten gilt : $K = (Pr/Pr_w)^{0,25}$ bei $Pr/Pr_w > 1$ und

$K = (Pr/Pr_w)^{0,11}$ bei $Pr/Pr_w < 1$.“

In diesem Absatz ist eine Information mit besonderer Bedeutung enthalten; die Gültigkeit dieses verhältnismäßig aufwendigen Rechenverfahrens zur Bestimmung der Nusseltschen Zahl der Strömung um das Rohrbündel hat nur Gültigkeit für mittlere bis große Bündel – kleinere Bauformen unter zehn Rohrreihen werden demnach unter anderem mit anderen, einfacheren Gleichungen berechnet. Bei diesen gibt es weder eine Unterscheidung zwischen der fluchtenden bzw. der versetzten Anordnung der Rohre im Rohrboden, noch ist eine Untergrenze für die Gültigkeit der Beziehungen ausgewiesen!

In wieweit sich das aufwendigere, in dieser Diplomarbeit aufgezeigte und anschließend in Anwendung befindliche, wesentlich komplexere, Rechenverfahren bei größeren Rohrbündel im Einsatz überhaupt lohnt, ist von Fall zu Fall verschieden.

Hinweis: Im Falle von Rohrbündel, welche nicht quer sondern schräg angeströmt werden, gelten die bisherigen Formeln uneingeschränkt, wenn für die Geschwindigkeit nur jene eingesetzt wird, welche senkrecht zu den Rohrachsen ausgerichtet ist (Geschwindigkeitsdreieck!).

6.4 Wärmeübertragung bei quer angeströmten Rohrbündel mit Umlenkblechen

Die Unterscheidung zu den bisherigen Gleichungen, welche im Abschnitt der quer angeströmten Rohrbündel behandelt wurden, wird hervorgerufen durch das Verwenden von Umlenkblechen. Sie verursachen, gewollt, eine Form der Strömung die einmal quer und anschließend wieder längs zum Rohrbündel verlaufend ist. Bedingt durch technisch nicht oder kaum vermeidbare Spalten zwischen den Umlenkblechen bzw. den kühlwasserführenden Rohren und dem Mantel treten Leckströmungen auf, welche ebenso wie die durch die zwischen den äußeren Rohren und dem Mantelblech gegebenen Freiräumen verursachten Bypass-Strömungen, dem Wärmeübergang abträglich sind. Dies äußert sich in einer, im Vergleich zum ideal quer angeströmten Rohrbündel, durch eine geringere Wärmeübergangszahl α .

Die Berücksichtigung der soeben beschriebenen Unterschiede zu dem idealisierten quer angeströmten Rohrbündel erfolgt durch den, bereits erwähnten, Korrekturfaktor f_w . Dieser berücksichtigt, hervorgerufen durch seine ausführliche und umfassende Bestimmung, sämtliche Abweichungen zwischen dem Idealfall und der theoretischen Betrachtung des zur Ausführung kommenden Apparates.

Ausgangsbasis der exakten Berechnung ist zunächst die idealisierte Geschwindigkeit welche **ohne Rohrbündel** im Außenraum zwischen zwei Umlenkblechen auftreten würde.

Sie ist definiert durch die einfache Beziehung:

$$w_a = \frac{\dot{V}_a}{D_i \cdot E} \quad [5] \text{ Gl.(6.4.1)}$$

Darin enthalten sind :

\dot{V}_a ... Volumenstrom im Außenraum $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$

D_i ... Innendurchmesser des Mantelrohres $[\text{m}]$ und

E ... Abstand zweier Umlenkbleche zueinander in $[\text{m}]$

Die Reynoldsche Zahl ist definiert durch die Beziehung:

$$\text{Re}_{\psi, l, a} = \frac{w_a \cdot \left(\frac{\pi}{2} d_a \right)}{\psi \cdot \nu_a} \quad [5] \text{ Gl. (6.4.2)}$$

Gültigkeitsbereich in den Grenzen von : $10 < \text{Re}_{\psi, l, a} < 10^6$

Darin enthalten sind :

d_a ... Außendurchmesser der Rohrbündelrohre in [m]

ψ ... Faktor zur Berücksichtigung des Holraumanteiles nach den Gleichungen (6.3.3) bzw. (6.3.4)

ν_a ... kinematische Viskosität von Wasser (Dampf) in $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$ bei einer mittleren Temperatur des äußeren Medium von

$$\vartheta_{m, a} = \frac{\vartheta_{e, a} - \vartheta_{a, a}}{2} \text{ der jeweiligen Phase}$$

Die Prandtl-Zahl ist festgelegt mit der Formel:

$$\text{Pr}_a = \frac{\nu_a}{\left(\frac{s_l}{d_a} \right)} \quad [4] \text{ Gl. (6.4.3)}$$

Gültigkeitsbereich in den Grenzen von : $0,6 < \text{Pr}_a < 10^3$

Zu Gleichung (6.4.3) ist anzumerken, dass der im Nenner in Klammer gehaltene Ausdruck bereits aus Abbildung (6.3.1) hervorgehend ist, und das Querteilungsverhältnis a des Rohrbündels darstellt!

Die Nusseltsche Zahl des laminaren Anteils der Strömung war bereits definiert mit:

$$\text{Nu}_{1,\text{lam},a} = 0,664 \cdot \sqrt{\text{Re}_{\psi,1,a}} \cdot \sqrt[3]{\text{Pr}_a} \quad [5] \text{ Gl.(5.2.2)}$$

Für den turbulenten Anteil der Strömung folgte bereits die Nusseltsche Zahl zu:

$$\text{Nu}_{1,\text{turb},a} = \frac{0,037 \cdot \text{Re}_{\psi,1,a}^{0,8} \cdot \text{Pr}_a}{1 + 2,443 \cdot \text{Re}_{\psi,1,a}^{-0,1} \cdot \left(\text{Pr}_a^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad [5] \text{ Gl.(5.2.3)}$$

Damit folgte bereits für das quer angeströmte Rohrbündel die Nusseltsche Zahl für die gesamte Strömung zu:

$$\text{Nu}_{1,0,a} = 0,3 + \sqrt{\text{Nu}_{1,\text{lam},a}^2 + \text{Nu}_{1,\text{turb},a}^2} \quad [5] \text{ Gl.(5.2.1)}$$

Die **Nusseltsche Zahl für die Strömung um ein Rohrbündel mit Umlenkblechen** ist **dann:**

$$\text{Nu}_{0,\text{AW},a} = f_w \cdot \text{Nu}_{0,\text{Bündel},a} \quad [4] \text{ Gl.(6.4.4)}$$

6.5 Berechnung des Korrekturfaktors f_w für Rohrbündel- Wärmeübertrager mit Segment-Umlenkblechen

Der Korrekturfaktor für die Berücksichtigung, der durch die Umlenksegmente beeinflussten Strömung um das Rohrbündel, setzt sich durch seine Definition aus drei einzelnen Faktoren wie folgt zusammen:

$$f_w = f_G \cdot f_L \cdot f_B \quad [4] \text{ Gl.(6.5.1)}$$

Die bisher bekannten üblichen Werte für den Faktor f_w liegen nach [5] GABERNIG, Energie- und Klimatechnik, S.23 im Bereich von 0,4 bis 0,8.

Nach [4] VDI-Wärmeatlas in der 9. Auflage des Jahres 2002 heißt es im Kapitel Gh3 zu den einzelnen Faktoren:

f_G ... Faktor zur Berücksichtigung der wechselnden Anströmrichtung
im (Anm.: am) Rohrbündel

f_L ... Faktor zur Berücksichtigung der Leckströmung S_L durch die
Spalte zwischen den Rohren und den Bohrungen für die
Rohre im Umlenkblech sowie durch den Spalt zwischen
Umlenkblech und Mantel

f_B ... Faktor zur Berücksichtigung der Bypass-Strömung S_B zwischen den
äußeren Rohren und dem Mantel

Geometriefaktor f_G

Bedingt durch die zum idealen quer angeströmten Rohrbündel, verschiedenartig ausgebildete, senkrecht und parallel verlaufende Strömung des außen geführten Mediums um das Rohrbündel herum, tritt eine Veränderung der mittleren Nusseltschen Zahl auf, welche durch den Geometriefaktor Berücksichtigung findet. Er ist definiert durch nachstehende Beziehung:

$$f_G = 1 - R_G + 0,524 \cdot R_G^{0,32} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.2)}$$

$$\text{Darin enthalten ist : } R_G = \frac{n_F}{n_{\text{ges}}} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.3)}$$

Die Größe n_F steht hierin für die Anzahl an Rohren im oberen und unteren Fenster sowie n für die Summe aller Rohre des Rohrbündels.

Wie nachstehende Abbildung 3.4.3.2.1.1 illustriert, ist unter der Anzahl an „frei“ liegenden Rohren des Fensters der oben in grau unterlegtem Bereich zu verstehen. Der freie Fensterquerschnitt wurde bereits in Abbildung 30 näher behandelt. Jene Rohre, die zur Hälfte frei liegend sind, werden auch nur zu 50% als solche gezählt.

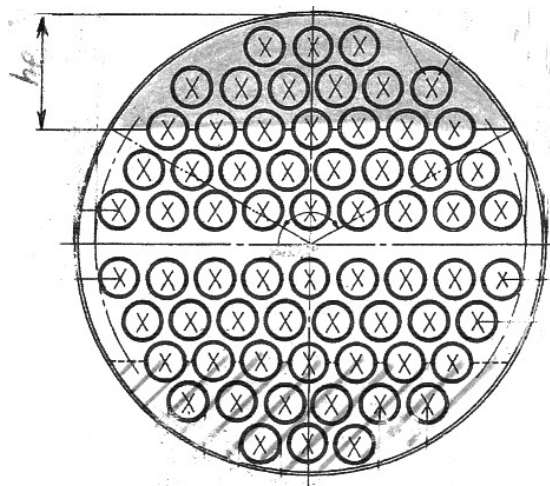


Abb. 6.5.1 Erklärende Abbildung zur Bestimmung der frei liegenden Rohren
eines Fensters [1]

Von großer Bedeutung bei der Definition von n_F ist die Tatsache, dass – wie dargestellt – auch jene Rohre hinzugerechnet werden müssen, welche nicht in diesem Schnitt, sondern erst im nächstfolgenden Bereich frei liegend sein werden. Dieser Bereich ist in Abbildung 6.5.1 schraffiert hinterlegt. Zur Verdeutlichung ist die Kante des Umlenkblechtes auch nur in „strichlierter“ Form eingezeichnet.

Zur Verdeutlichung des dargestellten Rechenweges sei exemplarisch auf Abbildung 6.5.1 hingewiesen; hier würde gelten:

$$n_F = 12,5 + 12,5 = 25 \quad (\text{Anm. Wert gilt nur für Abbildung 6.5.1!})$$

$$\text{Gültigkeitsbereich für Gl.(6.5.2):} \quad 0,2 \leq \frac{E}{D_i} \leq 1 \text{ und } R_G \leq 0,8$$

Anm.: In der Definition des Gültigkeitsbereiches steht die Variable E für den Abstand der Umlenkbleche zueinander!

In Abbildung 6.5.2 ist die Abhängigkeit des Geometriefaktors f_G vom Verhältnis R_G dargestellt:

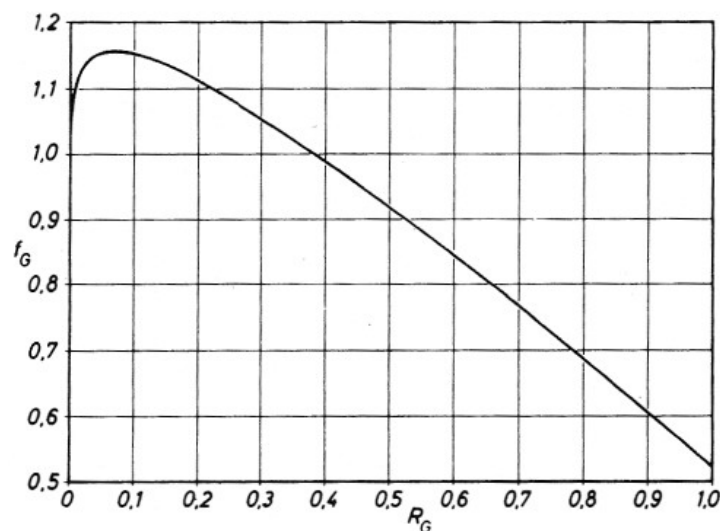


Abb. 6.5.2 Geometriefaktor f_G in Abhängigkeit vom Verhältnis R_G [4]

Wie ersichtlich ist, fällt der Geometriefaktor f_G mit wachsendem Verhältnis R_G ab. Dieses steigt im Wert mit größer werdendem n_F , also jenen Rohren die im freien Fensterquerschnitt liegend sind.

Da mit sinkendem Geometriefaktor der Korrekturfaktor f_w in seiner Größe kleiner wird, wird letztlich auch die Nusseltsche Zahl des gesamten Rohrbündels im Sinken begriffen sein, wodurch am Ende der zu betrachtenden Kette auch der Wärmeübertragungskoeffizient α kleiner wird – ein größeres Rohrbündel ist die Folge.

Leckströmfaktor f_L

Die Definition des Leckströmfaktors ist gegeben durch nachstehende Gleichung:

$$f_L = 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} \right) \cdot e^{(-1,5 \cdot R_L)} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.4)}$$

Gültigkeit : $R_L \leq 0,8$

Darin enthalten sind:

- die Summe aller Spaltflächen A_{SG}

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.5)}$$

- die Spaltfläche zwischen den Rohren und den Bohrungen im Umlenkblech A_{SRU}

$$A_{SRU} = \left(n - \frac{n_F}{2} \right) \cdot \frac{\pi(d_B^2 - d_a^2)}{4} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.6)}$$

- die Spaltfläche zwischen dem Mantel und einem Umlenkblech A_{SMU}

$$A_{SMU} = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - D_1^2) \frac{360 - \gamma}{360} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.7)}$$

- der Zentriwinkel γ des Kreisabschnitts in Winkelgraden

$$\gamma = 2 \cdot \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot h_f}{D_1} \right) \quad [4] \text{ Gl.(6.5.8)}$$

- das Flächenverhältnis R_L

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.9)}$$

Die in Gleichung (6.5.9) enthaltene Größe A_E , die Fläche der kleinsten Querschnittflächen für den Querstrom zwischen jeweils zwei Umlenkblechen, welche an jener Rohrreihe gemessen wird, welche am nächsten dem Manteldurchmesser liegend ist, wird mit nachstehender Gleichung definiert:

$$A_E = E \cdot L_E \quad [4] \text{ Gl.}(6.5.10)$$

In Abbildung 3.4.3.2.1.3 ist die Abhängigkeit des Leckströmfaktors f_L vom Flächenverhältnis R_L mit dem Parameterverhältnis A_{SRU}/A_{SG} dargestellt

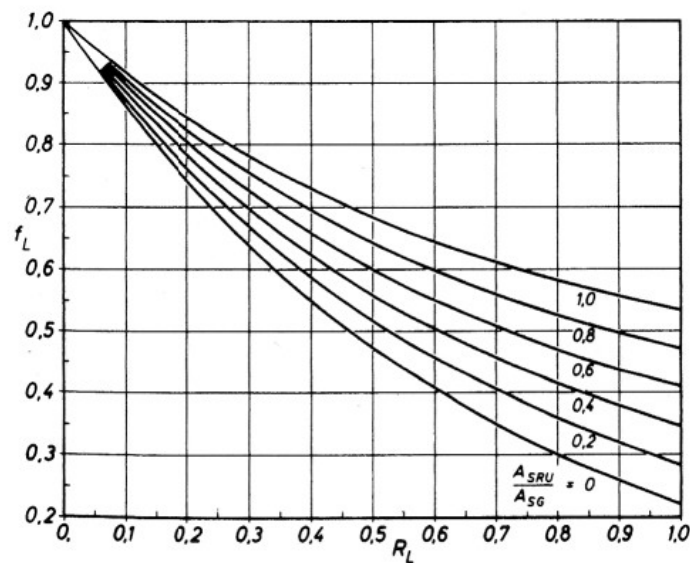


Abb. 6.5.3 Leckströmfaktor f_L in Abhängigkeit von R_L [4]

Es gilt als zweckmäßig, die Spaltfläche zwischen dem Mantel und einem Umlenkblech, A_{SMU} möglichst gering zu halten, da wie aus der in der Literatur niedergeschriebenen Erfahrung hervorgehend, die Strömung innerhalb der Fläche an der Wärmeübertragung praktisch nicht teilhabend ist. Anders ist dies bei jener Strömung, welche durchgehend durch die Spaltfläche zwischen den Rohren und den in den Umlenkblechen enthaltenen Bohrungen ist – diese Leckströmung ist an der Wärmeübertragung beteiligt.

Anm.: Die für die Berechnung der Spaltfläche A_{SMU} angeschriebene Gleichung hat ausschließlich für jene Umlenkblechkonstruktionen Gültigkeit, welche in ihrer Form jener des oberen Umlenkbleches des vorliegenden Konstruktionsentwurfes entspricht.

Das für die Förderung der Anschaulichkeit geschaffene Beispiel in Abbildung 6.5.4 zeigt exemplarisch einen Fall auf, für welchen die Variable $n_S = 2$ gesetzt werden würde.

Darüber hinaus beschreibt die Größe n_W jene Anzahl an Hauptwiderständen, welche sich der Hauptströmung die ihrerseits quer zum Rohrbündel verlaufend ist, entgegensetzt. Demzufolge ist sie gleichzusetzen mit der Anzahl an kürzesten Verbindungsstrecken, welche von der beschriebenen Querströmung zu „durchströmen“ sind am Weg um das Rohrbündel zwischen zweier Umlenkbleichen. Die genaue Definition dieser kürzesten Verbindungsstrecken war innerhalb dieser Arbeit bereits bei der Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Rohrbündelrohren von Bedeutung und wurde dort im Zuge der Ausführung auch hinreichend beschrieben.

Abbildung 6.5.5 stellt eine für die diversen Möglichkeiten an Anordnungsvarianten von Rohrbündelrohren zusammenfassende Aufstellung her, mit Hilfe derer, die Anzahl an Hauptwiderständen für den konkreten Anwendungsfall bestimmt werden kann:

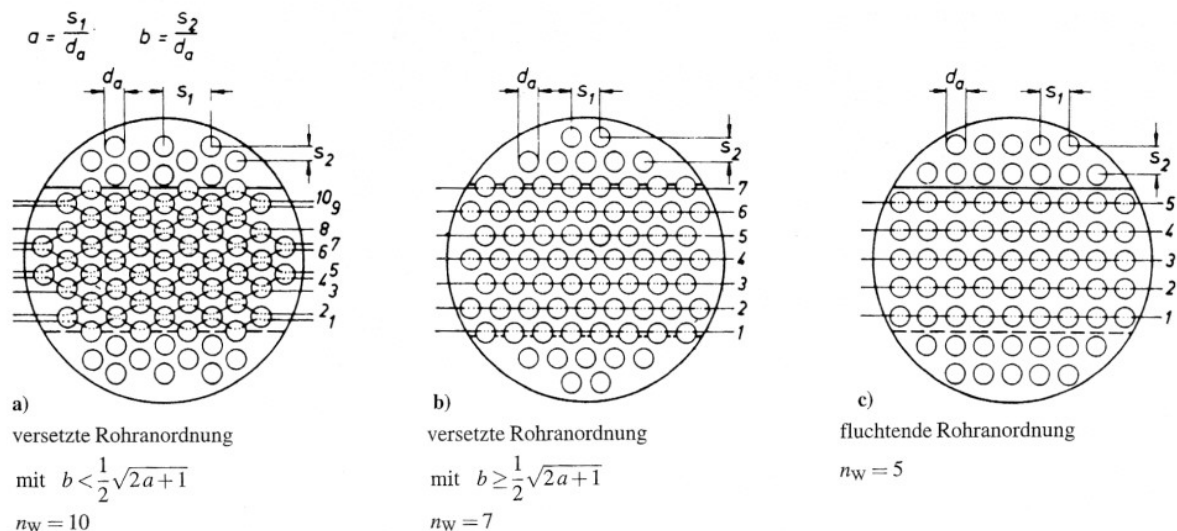


Abb. 6.5.5 Darstellung zur Ermittlung der Anzahl an Hauptwiderständen n_W in der Querströmung [4]

Des Weiteren sind in Gleichung (6.5.11) enthalten:

$\beta = 1,5$ für laminare Strömungen ($Re_{\psi,1} < 100$)

$\beta = 1,35$ für den Übergangsbereich und turbulente Strömungen ($Re_{\psi,1} \geq 100$)

und des Weiteren gilt für R_B :

$$R_B = \frac{A_B}{A_E} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.12)}$$

Die in Gleichung (6.5.12) enthaltene Variable A_B steht für jene Fläche, über welche die eigentliche Bypassströmung zwischen den äußeren Rohren des Rohrbündels und dem diese umhüllenden Mantelrohr strömt. Sie ist definiert durch die beiden Beziehungen:

$$\begin{aligned} A_B &= E \cdot (D_i - D_B - e) && \text{geltend für den Fall wenn } e < (D_i - D_B) \\ A_B &= 0 && \text{geltend für den Fall wenn } e \geq (D_i - D_B) \end{aligned} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.13)}$$

In Gleichung (6.5.13) steht die Variable D_B für den Außendurchmesser des Rohrbündels. Er beschreibt den äußersten Rand des, durch das Rohrbündel, eingenommenen Raumes und muss etwas kleiner ausfallend sein, als der ihn umgebende Hüllkreisdurchmesser D_H .

Ermittelt kann der Aussendurchmesser des Rohrbündels nur durch Messen in der Hilfskonstruktion werden, wobei darauf zu achten ist, welches der außen liegenden Rohre am nächsten zum Hüllkreisdurchmesser liegend ist. Untersucht wird dabei jedoch lediglich jener Raum, der zwischen den Kanten zweier Umlenkbleche liegend ist.

Zum Finden des Durchmessers D_B heißt es in der Literatur [4], VDI Wärmeatlas, 2002, S.Gh4

(...) Darin ist D_B der Durchmesser des Kreises, der die äußersten Rohre in dem Raum zwischen den oberen und unteren Geraden Kanten der Umlenkbleche berührt (...).

Abbildung 6.5.6. zeigt den konkreten Anwendungsfall zum Finden des Durchmessers D_B .

Für das Finden der Größe von D_B wurde folgendermaßen vorgegangen: Ausgehend vom Mittelpunkt des Behälters, wurde ein Kreis gezeichnet, der das äußerste Rohr, welches innerhalb der zu betrachtenden Fläche liegend ist gerade noch berührt. Das, diesen Kreis somit definierende Rohrbündelrohr, ist in Abbildung 6.5.6 als solches gekennzeichnet. Außerhalb des so entstandenen Kreises darf sich kein weiteres Rohrbündelrohr befinden, bzw. über diesen hinausragen.

Bei Konstruktionen mit sich überschneidenden Umlenkblechen wäre der Definition der Literatur folgend für das Finden von D_B jene Fläche heranzuziehen, die sich zwischen der sichtbaren geraden Kante des vorderen und jener des teilweise verdeckten Umlenkbleches bildet.

In Abbildung 6.5.6. sind die beiden geraden Umlenkblechkanten durch die beiden definierten Abstände von 519 (mm) und 440 (mm) hervorgehoben. Der obere Abstand wurde vom inneren Rand des Behältermantels bis hin zur Kante des oberen Umlenkbleches gemessen, der untere von der Längstrennwand hin zur Kante des unteren Umlenkbleches. Sie sind auch rechnerisch nachweisbar durch $516 + 3 = 519$ (mm) bzw. $437 + 3 = 440$ (mm). Darin sind $h_{Bl,o} = 519$ (mm) und $h_{Bl,u} = 437$ (mm).

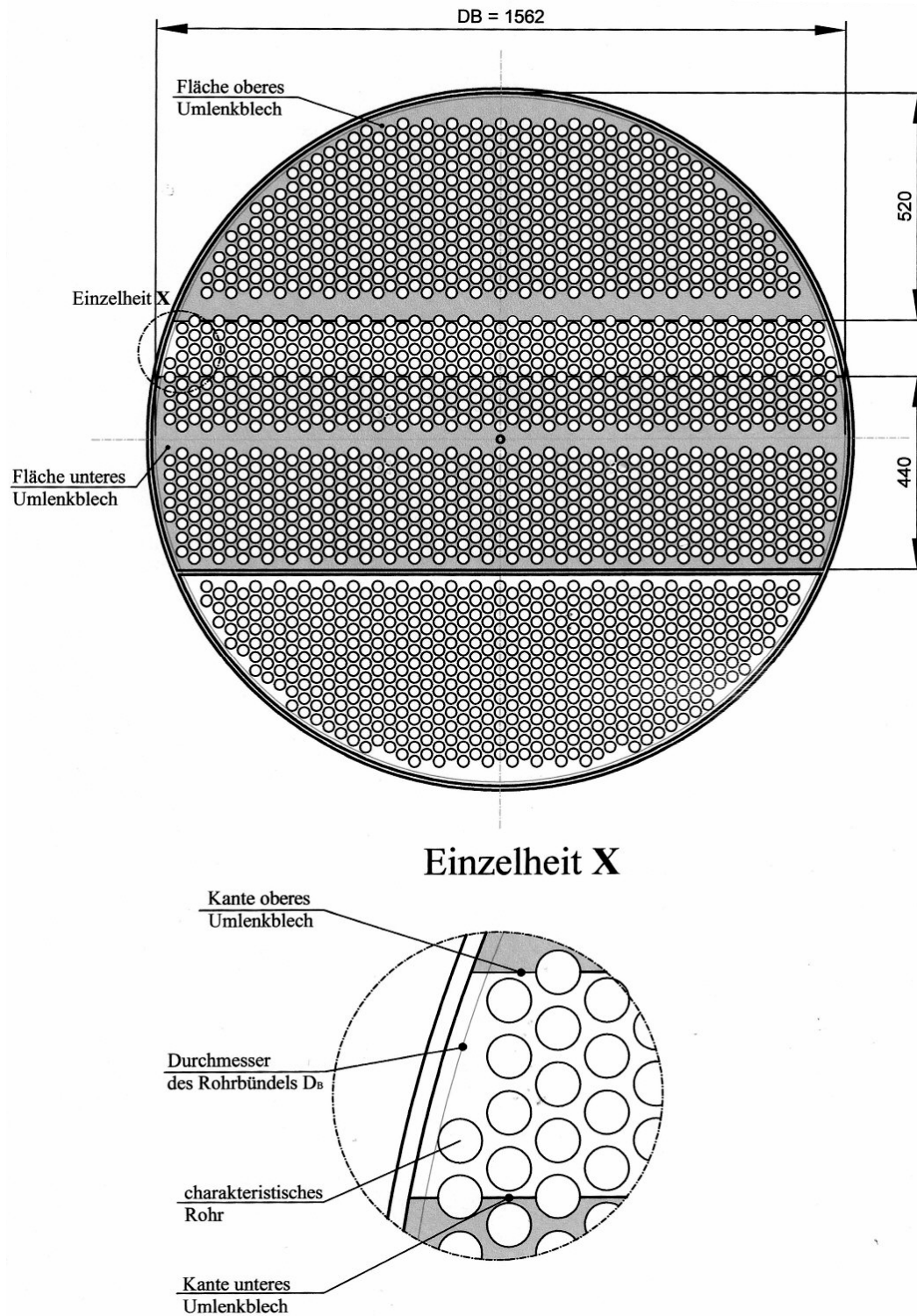


Abbildung 6.5.6 Definition des Durchmessers des Rohrbündels D_B [4]

Der Bypass – Strömfaktor f_B sinkt mit wachsendem Flächenverhältnis R_B und damit mit einer größer werdenden Bypass – Strömfläche zwischen den äußersten Rohren des Rohrbündels und dem Behältermantel, hier bezeichnet mit A_B .

Darüber hinaus sinkt der Faktor f_B mit sinkendem Mengenverhältnis n_S/n_W .

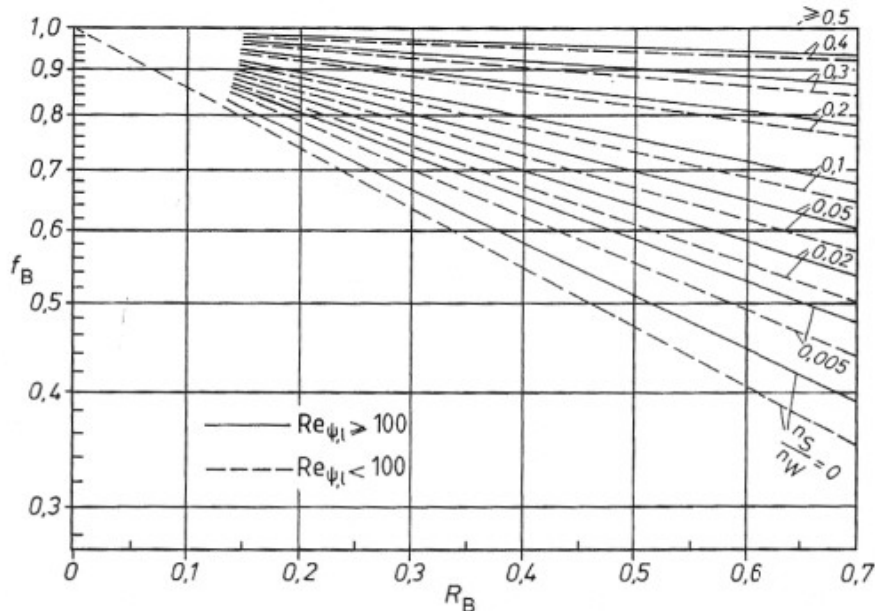


Abb. 6.5.7 Bypass – Strömfaktor f_B in Abhängigkeit von R_B und dem Verhältnis von n_S/n_W [4]

Ist somit die Anzahl an Abdichtungsstreifenpaaren n_S gegenüber jener Anzahl an Hauptwiderständen, welche sich der Hauptströmung entgegensetzen, n_W , groß, wächst der Bruch und damit auch der Faktor f_B . Er erreicht die Zahl eins, und fällt damit für die Bildung des Korrekturfaktors f_W aus der Bedeutung, wenn das Verhältnis n_S/n_W einen Wert von 0,5 annimmt.

Beachtung ist jenem konstruktiven Fall zu schenken, in welchem keine Abdichtungsstreifen vorgesehen werden. Dann ist das Verhältnis von $n_S/n_W = 0$, es erreicht in Gleichung (6.5.11) Gültigkeit und der Zähler des unter der dritten Wurzel stehenden Ausdrucks nimmt ebenfalls 0 als Wert an.

Durch das Einsetzen von spezifischen Zahlenwerten für dieses Beispiel folgt anhand der niedergeschriebenen Formulierungen nachstehende Berechnung:

Aufgrund der Tatsache, dass für die gegenwärtige Konstruktion keine Abdichtstreifen zur Minderung der Bypassströmung vorgesehen werden, ist die Größe $n_s = 0$ zu setzen. Damit folgt zwingend das Verhältnis $n_w/2 > n_s$ wodurch die Gültigkeit von Gleichung (6.5.11) erwiesen ist.

Das Verhältnis $R_B = A_B/A_E$ nach Gleichung (6.5.12) nimmt den Wert 0 an, da nach Abbildung (6.5.5) $e = s_1 - d_a$ durch $e = 55,4 - 25 = 30,4$ (mm) ist, und damit für Gleichung (6.5.13) gilt: $e = 30,4$ (mm) $>$ $(D_i - D_B) = (1580 - 1562) = 18$ (mm). Damit ist $A_B = 0$.

Anm.: Aus der Konstruktionsskizze geht der Rohrbündeldurchmesser mit $D_B = 1562$ (mm) hervor.

Mit $A_B = 0$ wird $R_B = 0$ und damit folgt in Gleichung (6.5.11) ein Exponent von 0 womit $f_B = 1$ wird.

Berechnung des Geometriefaktors f_G

Wie aus der Konstruktionsskizze Abb. 6.5.8 ersichtlich ist, wird das obere Fenster mit $n_{F,o,I} = 855$ Stk. und das untere mit Rohren mit $n_{F,u,I} = 689$ Stk. durchzogen. Damit folgt für die Größe $n_{F,I}$:

$$\begin{aligned} n_F &= n_{F,o} + n_{F,u} = 855 + 689 & [4] \text{ Gl.}(6.5.14) \\ n_F &= 1544 [\text{Stk}] \end{aligned}$$

Die Gesamtrohrzahl des zu betrachtenden Mantelweges ist:

$$n_{\text{ges},I} = 1\,353 (\text{Stk})$$

Womit für das Geometrieverhältnis R_G folgt:

$$\begin{aligned} R_G &= \frac{n_{F,I}}{n_{\text{ges},I}} & [4] \text{ Gl.}(6.5.3) \\ R_G &= \frac{1544}{1353} = 1,1 [] \end{aligned}$$

Damit ist erwiesen, dass Gleichung (6.5.2.2) für die Berechnung des Faktors zur Berücksichtigung der wechselnden Anströmrichtung im Rohrbündel, f_G , nicht angewandt werden kann. Einen brauchbaren Anhaltswert für f_G liefert in guter Näherung die Annahme $R_G \sim 1$, womit nach Abbildung (6.5.2) folgt:

$$f_G = 0,52 (\text{Näherungswert})$$

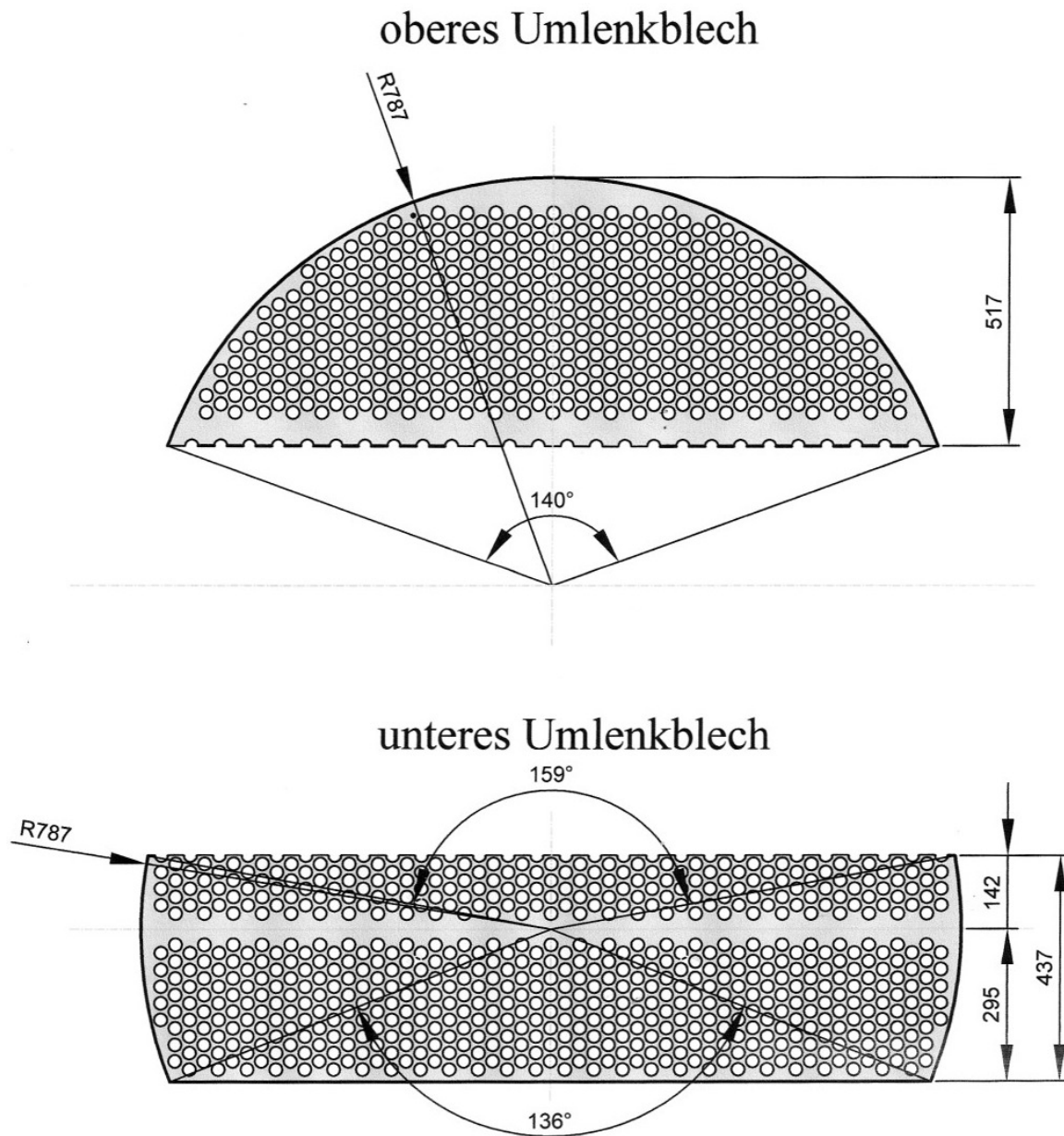


Abb. 6.5.8 Konstruktionsskizze der Umlenkbleche [/]

Anm.: Blechhöhe mit 3 mm Spiel zur Idealisierten Darstellung in Abb. 6.5.6 dargestellt.

Berechnung des Leckströmfaktor f_L

Die obere Spaltfläche, welche gebildet wird durch den Spalt zwischen dem Behältermantel und dem jeweiligen Umlenkblech, kann einfach durch das zweimalige Anwenden der Gleichungen zur Berechnung von Kreisabschnitten errechnet werden.

Anmerkung: Bei der Strömungsberechnung (Längsströmung) wurde die Fläche des betrachteten Umlenkbleches mit dem Wert des Innenradius des Behältermantels berechnet, da durch diese Vereinfachung die Annahme bestand hatte, es gäbe keinen Spalt.

Bei der Berechnung des Längsströmfaktors f_L wird die Fläche zwischen dem Behältermantel und dem Umlenkblech errechnet, womit dessen wahrer Radius mit R_{BL} definiert werden muss.

Eine einfachere, die Nutzung beschleunigende, Form dieser Gleichungen wird definiert durch

$$A_{BL,o} = \frac{2}{3} \cdot s_{BL,o} \cdot h_{BL,o} \quad [13] \text{ Gl.(6.5.15)}$$

Sie kann, die Indizes angepasst, sowohl auf die das Umlenkblech umgebenden Mantelfläche einerseits und andererseits auf das Blech selbst angewandt werden. Die Differenz beider Flächen stellt die obere Spaltfläche dar.

Die Sehnenlänge des oberen Blechs ist:

$$s_{BL,o} = 2 \cdot R_{BL} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{BL,o}}{2}\right) \quad [13] \text{ Gl.(6.5.16)}$$

$$s_{BL,o} = 2 \cdot 0,787 \cdot \sin\left(\frac{140}{2}\right)$$

$$s_{BL,o} = 1\,479 \text{ [mm]}$$

Damit folgt die Fläche des oberen Umlenkbleches zu:

$$A_{BL,o} = \frac{2}{3} \cdot s_{BL,o} \cdot h_{BL,o} = \frac{2}{3} \cdot 1\,479 \cdot 516 \quad [13] \text{ Gl.(6.5.15)}$$

$$A_{BL,o} = 508\,802 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Die beiden Gleichungen in Folge angewandt auf den Behälter bringen nachstehendes Ergebnis hervor:

$$s_{M,o} = 2 \cdot R_i \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{M,0}}{2}\right) \quad [13] \text{ Gl.}(6.5.16)$$

$$s_{M,o} = 2 \cdot 790 \cdot \sin\left(\frac{140}{2}\right)$$

$$s_{M,o} = 1485 [\text{mm}]$$

$$A_{M,o} = \frac{2}{3} \cdot s_{M,o} \cdot h_{M,o} = \frac{2}{3} \cdot 1485 \cdot 519 \quad [13] \text{ Gl.}(6.5.15)$$

$$A_{M,o} = 513711 [\text{mm}^2]$$

Die für das obere Umlenkblech geltende Spaltfläche ist damit:

$$A_{Sp,o} = A_{M,o} - A_{Bl,o} \quad [/] \text{ Gl.}(6.5.17)$$

$$A_{Sp,o} = 513711 - 508802$$

$$A_{Sp,o} = 4909 [\text{mm}^2] \hat{=} 0,005 [\text{m}^2]$$

Das untere Umlenkblech ist, bedingt durch seine andere Form, in seiner Fläche durch die Berechnung von Kreisabschnitten deutlich komplizierter zu berechnen – siehe dazu die Rechenschritte aus der Strömungsanalyse des Außenraumes in Längsrichtung.

Daher wird als Alternative die Gleichung zur Berechnung eines Kreissektors herangezogen, geltend für die Fläche zwischen zwei verschieden großen Radien.

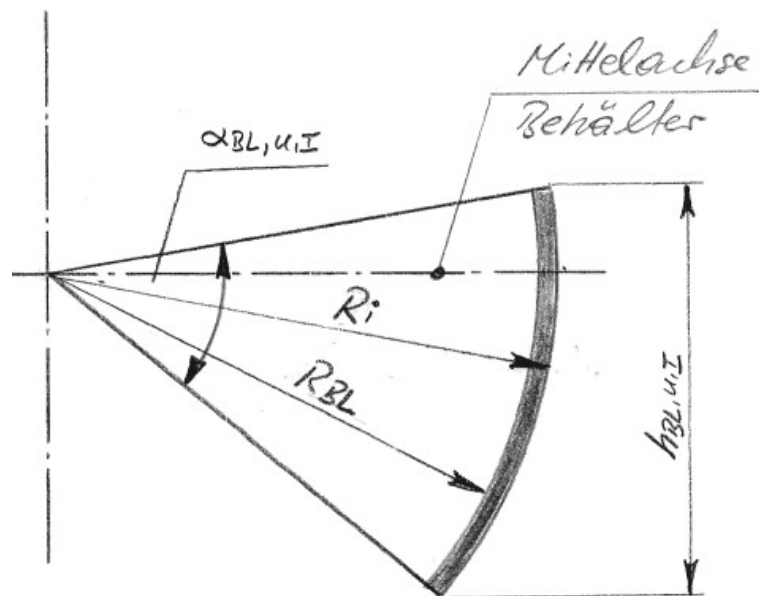


Abb. 6.5.9 Skizze zur Berechnung der Spaltfläche des unteren Umlenkblechtes [1]

Für die Fläche des Spaltes gilt:

$$A_{Sp,u} = 2 \cdot \frac{\alpha_{BL,u} \cdot \pi}{360} (R_{BL}^2 - R_i^2) \quad [13] \text{ Gl.}(6.5.18)$$

Aus konstruktiven Gründen wurde der Radius der Bleche mit $R_{Bl} = 787$ (mm) vorgewählt; der Radius aus Abbildung 3.4.3.2.1.10 kann aus der Konstruktionsskizze mit $\alpha_{Bl,u,l} = 49$ (°) heraus gelesen werden. Es folgt damit:

$$A_{Sp,u} = 2 \cdot \frac{49 \cdot \pi}{360} (790^2 - 787^2) \quad [13] \text{ Gl.(6.5.18)}$$

$$A_{Sp,u} = 4\,046 \text{ [mm}^2\text{]} \hat{=} 0,004 \text{ [m}^2\text{]}$$

Bei der vorliegenden Konstruktion ist des Weiteren noch jene Teilspaltfläche zu berücksichtigen, welche sich ergibt durch den (geraden, horizontalen) Spalt zwischen der Unterkante des unteren Umlenkblechtes und der Längstrennwand.

Vereinfacht betrachtet kann von einer rechteckigen Fläche ausgegangen werden, welche in ihrer Höhe durch den konstruktionsbedingten Abstand (vorgewählt) von 3 (mm) und einer Länge in der Größe des doppelten Blechradius mit 2×787 (mm) = 1574 (mm) definiert ist. Daraus entsteht eine Fläche von $3 \times 1574 = 0,0047$ (m²). Die sich dadurch bildende, untere Spaltfläche hat somit einen wahren Wert von:

$$A_{Sp,u} = 0,004 + 0,0047 = 0,0087 \text{ [m}^2\text{]}$$

Die Summe der Spaltflächen zwischen den Umlenkblechten (oben und unten) und dem Mantel, A_{SMU} , errechnet sich einfach durch die Addition der beiden zuvor ermittelten Werte zu:

$$A_{SMU} = A_{Sp,o} + A_{Sp,u} = 0,005 + 0,0087 \quad [4] \text{ Gl.(6.5.7)}$$

$$A_{SMU} = 0,01 \text{ [m}^2\text{]}$$

Die Spaltfläche zwischen den Rohren und den Bohrungen im Umlenkblech, A_{SRU} , errechnet sich durch Gleichung (3.4.3.2.1.6) wobei die dafür erforderlichen Größen wieder aus Abbildung 3.4.3.2.1.8 hervorgehend sind; die Gesamtrohrzahl im betrachteten Mantelweg ist $n_{ges,I} = 1353$ (Stk.); der Durchmesser der Bohrungen in den Umlenkblechen für das Durchführen der Rohrbündelrohre wird anhand von Erfahrungswerten mit $d_B = 26$ (mm) festgesetzt.

$$A_{SRU} = \left(n_{ges,I} - \frac{n_F}{2} \right) \cdot \frac{\pi(d_B^2 - d_a^2)}{4} = \left(1353 - \frac{1544}{2} \right) \cdot \frac{\pi(0,026^2 - 0,025^2)}{4} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.6)}$$
$$A_{SRU} = 0,0233 \text{ [m}^2\text{]}$$

Damit folgt die Summe aller Spaltflächen mit:

$$A_{SG} = A_{SRU} + A_{SMU} = 0,0233 + 0,01 \quad [4] \text{ Gl.(6.5.5)}$$
$$A_{SG} = 0,033 \text{ [m}^2\text{]}$$

Für die Fläche des kleinsten Querschnittes des Querstromes zwischen zwei Umlenkblechen, A_E , gemessen in der Rohrreihe auf oder nahe dem Manteldurchmesser, der parallel zur Sehne des Blechausschnittes verläuft, gilt unter anderem wieder die bereits in Einsatz gestandene Gleichung (6.5.10).

Als Rohrreihe kommt nach Abbildung (xxxy), sie Anlagenteil S.YX, jene in Frage, welche unmittelbar oberhalb der Symmetrieachse liegend ist.

Aus der Konstruktionsskizze kann abgelesen bzw. gemessen werden:

$$e_{1,41.\text{Rohrreihe}} = 56,4 \text{ (mm) und}$$

$$n_{e,41.\text{Rohrreihe}} = 27 \text{ (Stk.)}$$

Durch die Definition von Gleichung (6.5.19) gilt für die Summe der kürzesten Verbindungsstrecken zwischen den Rohren und dem Mantel:

$$L_{E,41.\text{Rohrreihe}} = 2e_{1,41.\text{Rohrreihe}} + \sum e_{41.\text{Rohrreihe}} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.19)}$$

$$L_{E,1.\text{Rohrreihe}} = 2e_{1,41.\text{Rohrreihe}} + (n_{e,41.\text{Rohrreihe}} - 1)e_{41.\text{Rohrreihe}} = 2 \cdot 56,4 + (27 - 1) \cdot 30,4$$

$$L_{E,1.\text{Rohrreihe}} = 903 \text{ [mm]}$$

Und für die zugehörige Fläche:

$$A_{E,41.\text{Rohrreihe}} = E \cdot L_{E,41.\text{Rohrreihe}} = 570 \text{ [mm]} \cdot 903 \text{ [mm]} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.10)}$$

$$A_{E,41.\text{Rohrreihe}} = 514824 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Für das Flächenverhältnis R_G gilt damit:

$$R_L = \frac{A_{SG}}{A_E} = \frac{0,033}{0,5148} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.9)}$$

$$R_L = 0,065$$

Damit kann direkt in die Gleichung zur Berücksichtigung der Leckströmung eingesetzt werden; es folgt:

Gültigkeit : $R_L = 0,063 \leq 0,8 \rightarrow \text{Bedingung erfüllt}$

$$f_L = 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{A_{SRU}}{A_{SG}} \right) \cdot e^{(-1,5 \cdot R_L)} \quad [4] \text{ Gl.(6.5.4)}$$

$$f_L = 0,4 \cdot \frac{0,0233}{0,033} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{0,0233}{0,033} \right) \cdot e^{(-1,5 \cdot 0,065)}$$

$$f_L = 0,93$$

Für den Korrekturfaktor des Rohrbündel – Wärmeübertragers mit Segmentumlenkblechen, f_w , folgt damit:

$$f_w = f_G \cdot f_L \cdot f_B = 0,52 \cdot 0,93 \cdot 1 \quad [4] \text{ Gl.(6.5..1)}$$
$$f_w = 0,49$$

Mit diesem Wert liegt f_w innerhalb der in der Literatur als üblich angegebenen Grenzen von etwa 0,4 bis 0,8.

In Folge können damit die Nusseltschen Zahlen der um das Rohrbündel sich ausbildenden Strömungen berechnet werden. Die konkreten Rechenschritte dafür sind dem **Anlagenteil in Kapitel 6 „Berechnung des äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten der Phasen I und III „** zu entnehmen.

Es sind:

$$\alpha_{a,I} = 91 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$\alpha_{a,III} = 1790 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

7. Berechnung des äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten der Phase II

Die Berechnung der Kondensationsphase nimmt in mehrer Hinsicht eine Sonderstellung gegenüber den beiden anderen ein. Dazu ist in der Literatur [5] folgendes zu lesen:

Gelangt Sattedampf in Kontakt mit einer Fläche, deren Temperatur unter der Sättigungstemperatur liegt, so bildet sich an dieser Fläche ein Flüssigkeitsniederschlag entweder in Tropfen- oder in Filmform. Demzufolge spricht man von Tropfen- oder Filmkondensation.

Darüber hinaus zeichnet diese Phase die Tatsache aus, dass die Temperatur des äußeren Medium über die gesamte Phase hinweg mit dem Erreichen der vom Umgebungsdruck in Abhängigkeit stehenden Kondensationstemperatur ϑ_s konstant bleibt. In verschiedenen sich mit der Berechnung des dabei einstellenden äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten beschäftigenden Literaturen werden diverse Wege zum Finden des Ergebnisses aufgezeigt.

Die durch das Anwenden der Gleichungen erzielbaren Ergebnisse sind mit unter stark differierend. Die Rechenwege dazu sind im Anlagenteil, in **Kapitel 7 „Berechnung des äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten der Phase III – Kondensationsvorgang“** ersichtlich.

Das in diesem Anwendungsfall als am besten mit bisher ausgeführten Konstruktionen übereinstimmende Ergebnis wurde durch die Verwendung von der in der Literatur [10] vorgeschlagenen Gleichung erzielt.

Sie lautet:

$$\alpha_{m,waagr} = \alpha_{a,II} = \lambda_{a,II} \cdot \left(\frac{\eta_{a,II}^2}{\rho_{a,II}^2} \right)^{-1/3} \cdot 0,959 \cdot \left(\frac{\dot{M}_K}{L_{II} \eta_{a,II}^2} \right)^{-1/3} \quad [10] \text{ Gl.(7.1)}$$

$$\alpha_{m,a} = \alpha_{n,a,II} = \left[1 + 0,2 \cdot \frac{c_{p,a,II} \cdot (\vartheta_{s,a} - \vartheta_{w,a,II})}{r} (n-1) \right] \cdot n^{-1/4} \cdot \alpha_{a,II} \quad [10] \text{ Gl.(7.2)}$$

Bei der Anwendung dieser Gleichung ist zu beachten, dass für die Variable n nicht für die Gesamtrohrzahl des Rohrbündels steht, sondern für die mittlere Zahl jener Rohre einer Rohrreihe. Zur Berechnung kann in guter Näherung von $n = (n_{l.Manteweg})^{1/2}$ ausgegangen werden.

Das Ergebnis der Anwendung lautet:

$$\alpha_{a,II} = 7\,152 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

8. Berechnung des Wärmedurchgangs

Ausgehend von der bereits angeführten Beziehung zur Berechnung des auf 1 m² kreisrunder Rohroberfläche bezogenen Wärmedurchgangskoeffizienten in der Form

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2} \sum \left(\frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{d_a}{d_i} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a} \frac{d_i}{d_a}} \quad [2] \text{ Gl.(6.1.4)}$$

kann in Folge der phasenspezifische Wärmedurchgang errechnet werden. Der innere Wärmeübergangskoeffizient α_i ist mit hinreichender Genauigkeit durch die Gleichung nach *Schack* zu errechnen. Es war:

$$\alpha_i = 3370 \cdot w_i^{0,85} \cdot (1 + 0,014 \cdot \vartheta_{m,i}) \quad [2] \text{ Gl.(6.1.5)}$$

In **Kapitel 8, „Berechnung des phasenspezifischen Wärmeübergangskoeffizienten“ des Anlagenteils** sind die Berechnungen durchgeführt worden und brachten nachstehende Ergebnisse hervor:

$$k_{i,I} = 106 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$k_{i,II} = 3\,407 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$k_{i,III} = 1\,440 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

Durch die Betrachtung des bisherigen Rechenweges zur Bestimmung des phasenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten offenbart sich eine noch näher zu untersuchende Besonderheit.

Bei der bereits erfolgten Berechnung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten α_a sämtlicher Phasen war eine Vorwahl der äußeren Rohrwandtemperatur erforderlich gewesen. Es war:

$$\alpha_a = \frac{\text{Nu}_{0,AW,a} \cdot \lambda}{\frac{\pi}{2} d_a} K$$

$\nearrow K_{\text{Gas}} = \left(\frac{\vartheta_m}{\vartheta_w} \right)^{0,12}$
 $\searrow K_{\text{Flkt}} = \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25}$

$\vartheta_m = 1/2(\vartheta_{ea} + \vartheta_{a,a})$
[5] Gl.(6.1.7)
[4] Gl.(6.1.6)
[5] Gl.(6.1.8)

Die zur Berechnung heran gezogenen Werte waren ausschließlich solche, die einer reinen Annahme entsprungen waren. War es bei der Gasströmung die äußere Rohrwandtemperatur die einer solchen Vorwahl entsprang, wurde bei der Berechnung der Strömung der Flüssigkeit in Phase III die Prandtlsche Zahl in Abhängigkeit der vorgewählten Rohrwandtemperatur (entspricht der Flüssigkeitstemperatur in der unmittelbaren Umgebung) als Schätzwert herangezogen.

In der Phase der Kondensation, II, war ebenso die äußere Rohrwandtemperatur vorzuwählen.

Daher erscheint es sinnvoll, ein Rechenverfahren zu definieren, mit Hilfe dessen es möglich ist, die zunächst vorgewählten äußeren Rohrwandtemperaturen zu überprüfen. Aus der Herleitung in Kapitel 9, „Rückrechnung auf die Wandtemperatur (Kontrollrechnung)“ des Anlagenteils ergibt dazu nachstehende Gleichung:

$$\vartheta_{w,a} = \vartheta_{m,a} - \frac{\dot{q}}{\alpha_a d_a \pi} = \vartheta_{m,a} - \frac{k_i d_i \pi \Delta\vartheta_m}{\alpha_a d_a \pi}$$

$\nearrow \Delta\vartheta_m = \Delta\vartheta_{m,KreuzGeg} = (\Delta\vartheta_{m,Kreuz})^{1/2} \cdot (\Delta\vartheta_{m,Geg})^{1-1/2}$
[2] Gl.(8.1)

Anm.: Gl. (6.1.3) für das Errechnen der mittleren Temperaturdifferenz im Wärmetauscher hat ihren Ursprung in [5], Energie und Klimatechnik.

Zu beachten ist, dass im Zähler der Gleichung (8.1) der Wärmestrom, welcher seinen Ursprung in Gleichung (6.1.1) hat, in der auf einen Meter Rohrbündellänge bezogenen Form auftritt. Die Einheit für den Zähler ist demnach [W/m].

Wie erkennbar ist, verfolgt das Rechenverfahren eine Iterationsschleife. Mit Hilfe des nachstehenden Leitfadens lässt sich dieses zielführend betreiben:

1. Berechnung der äußeren Rohrwandtemperatur $\vartheta_{w,a}$ der jeweiligen Phase
2. die neuerlich berechnete äußere Rohrwandtemperatur dient zu einer weiteren Berechnung des Wärmestromfaktors k bzw. bei der Phase II direkt zur Ermittlung eines neuen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{a,II}$
3. Berechnung eines neuen Wärmedurchgangsfaktors k_i
4. neuerliches Berechnen der äußeren Rohrwandtemperatur $\vartheta_{w,a}$

Die Differenz zwischen der zuvor und der erneut errechneten äußeren Rohrwandtemperatur sollte 3 [K] nicht übersteigen.

Das aufgezeigte Rechenverfahren wird ausführlich im Anlagenteil, **Kapitel 9, „Rückrechnung auf die Wandtemperatur“** dargestellt. Als Ergebnisse gehen daraus hervor:

$$k_{i,I} = 91 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$k_{i,II} = 6\,266 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$k_{i,III} = 5\,266 \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

9. Berechnung der erforderlichen Rohrbündellänge

Die Berechnung der erforderlichen Rohrbündellänge stellt an sich eine Berechnung der für die Übertragung des Wärmestromes notwendigen Fläche dar. Diese setzt sich beim Rohrbündel aus dem äußeren bzw. inneren Rohrdurchmesser, der Anzahl an Rohren je Rohrgang und deren Länge zusammen. Mit dem nunmehr berechneten Wärmedurchgangskoeffizienten k (bezogen auf den Rohrinne Durchmesser), besteht die Möglichkeit der unmittelbaren Berechnung der erforderlichen Rohroberfläche. Aus der Analyse des Kühlmittelmassenstromes ist bereits die Anzahl an Rohren je Rohrgang bekannt.

Die zu übertragenden Wärmeströme sind definiert durch:

$$\left| \dot{Q}_{a,I} \right| = \dot{m}_a (h'' - h_6) = 13,4 \text{ [kg/s]} \cdot (2\,728 - 3\,068) \text{ [kJ/kg]} = 4\,556 \text{ [kJ/s]} \quad [/] \text{ Gl.(9.1)}$$

$$\left| \dot{Q}_{a,II} \right| = \dot{m}_a r = 13,4 \text{ [kg/s]} \cdot 2\,157 \text{ [kJ/kg]} = 28\,904 \text{ [kJ/s]} \quad [/] \text{ Gl.(9.2)}$$

$$\left| \dot{Q}_{a,III} \right| = \dot{m}_a \cdot c_{p_{m,a,III}} \cdot (\vartheta_{e,a,III} - \vartheta_{a,a,III}) = 13,4 \text{ [kg/s]} \cdot 4,21 \text{ [kJ/kgK]} \cdot (70 - 136) \text{ [K]} \quad [/] \text{ Gl.(9.3)}$$

$$\left| \dot{Q}_{a,III} \right| = 3\,709 \text{ [kJ]}$$

Aus der Gleichung zur Definition des Wärmestromes, in der spezifischen Form war dieser bereits mit Gl. (3.7.2.2) bisher bekannt, folgt durch Umstellung:

$$\dot{Q} = k_i \cdot A_i \cdot \Delta\vartheta_m \quad [2] \text{ Gl.(6.1.1)}$$

$$A_i = d_i \pi L n = \frac{\dot{Q}}{k_i \cdot \Delta\vartheta_m} \quad [/] \text{ Gl.(9.1)}$$

Anm.: Sie zur Definition des Wärmestromes nach Gl. (6.1.1) auch [2], Übungsbeispiele aus der Wärmelehre, S. 225!

Mit den errechneten Zahlenwerten versehen, folgt damit für die erste Phase:

$$A_{i,I} = \frac{\dot{Q}_{a,I}}{k_{i,I} \cdot \Delta\vartheta_{m,I}} = \frac{4\,556 \cdot 10^3 [\text{J/s}]}{91 [\text{W/m}^2\text{K}] \cdot 112 [\text{K}]} = 447 [\text{m}^2] \quad [/] \text{ Gl.(9.1)}$$

$$L_I = \frac{A_{i,I}}{n_I d_I \pi} = \frac{447 [\text{m}^2]}{1\,353 \cdot 0,021 [\text{m}] \cdot \pi} = 5,0 [\text{m}] \quad [/] \text{ Gl.(9.2)}$$

Zusammengefasst für die drei Phasen kann folgendes angeschrieben werden:

Berechnung der erforderlichen Rohrbündellänge						
thermodynamische Größen				geometrische Größen		
Phase	Wärmestrom	Wärmedurchgangskoeffizient	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	erforderliche Rohrinnenfläche	Anzahl an Rohren/Mantelweg	erforderliche Rohrlänge
	$\left \dot{Q}_a \right $	k_i	$\Delta\vartheta_{m,\ln}$	A_i	n	$l_{\text{Bündel}}$
	[J/s]	[W/m]	[°C]	[m²]		[m]
I	4 556	91	112	447	1 353	5
II	28 904	6 266	26	177	1 353	2
III	3 709	1 237	31	97	493	3

Tab. 9.1 Berechnung der äußeren erforderlichen Rohrbündellänge je Phase [/]

10. Schlussbetrachtung

Das Schreiben dieser Arbeit hat aufgezeigt, welcher Aufwand für die thermodynamische Berechnung eines Heizkondensators aufzubringen ist, wenn dafür keine computerunterstützten Rechenverfahren zur Verfügung stehen. Daher erscheint es sinnvoll darüber nachzudenken, wie die einzelnen Rechenschritte im Sinne einer Vereinfachung verändert werden könnten. Als Beispiel für einen möglichen Anwendungsfall sei die Vordimensionierung des Apparates angeführt.

Zusammenfassend und verkürzt setzte sich das aufgezeigte Rechenverfahren aus nachstehenden Teilschritten zusammen:

- 1) Berechnung des erforderlichen Kühlmittelmassenstromes bzw. des Fernwärmemassenstromes nach Maßgabe der Spreizung
- 2) Dimensionierung eines Rohrbündelganges (erforderliche Anzahl an Rohren) in Abhängigkeit der zulässigen Strömungsgeschwindigkeit
- 3) Berechnung der Dampfgeschwindigkeit zwischen den Rohrreihen der ersten Phase
- 4) Festlegen der erforderlichen Rohrbündelgänge in Abhängigkeit der Dampfgeschwindigkeit nach Punkt 3 (mehrere Gänge zieht eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit im Außenraum nach sich)
- 5) Dimensionierung der Umlenkbleche
- 6) Berechnung des Faktors f_w
- 7) Berechnung der Nusseltschen Zahl Nu für die Strömung um ein Rohrbündel mit Umlenkblechen
- 8) Berechnung des äußeren und inneren Wärmeübergangskoeffizienten α_a bzw. α_i der jeweiligen Phase
- 9) Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k_i , bezogen auf die innere Rohroberfläche
- 10) Berechnung der für die Übertragung des Wärmestromes erforderlichen Rohrbündellänge der jeweiligen Phase
- 11) Rückrechnen auf die zunächst angenommene, äußere Rohrwandtemperatur

Die Punkte 1 bis einschließlich 4 scheinen keine Verkürzung zuzulassen, zumal der operative Aufwand der Berechnung im Verhältnis zu manchen der folgenden Punkte ohnehin gering ausfällt.

Die Dimensionierung der Umlenkleche (5.) jedoch stellt, wie gezeigt wurde, einen Verhältnismäßig großen Aufwand dar. Insbesondere die unten angebrachten Bleche der ersten Phase sind nur mit unangenehm großem Aufwand rechenbar, da sie in die obere und untere Hälfte des Behältermantelquerschnittes hineinragen und unten horizontal an der Längstrennwand abschließen.

Eine sinnvolle Vereinfachung stellt die Flächenberechnung des durch das untere Umlenklech freiliegenden Fensterquerschnittes nach der Formel

$$A_{\text{Fenster}} \approx \frac{2}{3} sh \quad [12] \text{ Gl.(10.1)}$$

dar, wenn darin s die Sehnenlänge des Umlenkleches und h die Höhe des freien Fensters ist.

Insoweit als der Volumenstrom des Dampfes bereits unter Punkt 3. keine Schwierigkeiten aufgezeigt hat, ist die Dimensionierung der Bleche auch ohne die Kontrollrechnung der Dampfgeschwindigkeit in den freien Fensterflächen nach der Beziehung

$$A_{\text{Fenster}} \geq 0,2 \cdot \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad [/] \text{ Gl.(10.2)}$$

denkbar. Diese Beziehung stützt sich auf Erfahrungswerte und ist für übliche Außenraumströmungen durchwegs verwendbar.

Die unter Punkt 6. angeführte Berechnung des Faktors f_w zieht verhältnismäßig viel Rechenarbeit nach sich. Er wird in manchen Literaturen, so beispielsweise auch in [5], Gabernig: Energie und Klimatechnik, ausschließlich nach Erfahrungswerten innerhalb der Grenzen von 0,4 bis 0,8 frei vorgewählt. Hält man sich bei der Entwurfsberechnung an die Nähe der unteren Grenze, ist für die Konstruktion eine gewisse Sicherheit in der Übertragungsleistung sichergestellt.

Die dargestellte Berechnung hat jedoch auch folgende Erkenntnis hervorgebracht: Je größer die Fenster für die Längsströmung ausgeführt werden müssen (Geschwindigkeit des Längsstromes!), desto niedriger fällt der Faktor f_w letztlich aus. Der Grund für diese Tendenz liegt darin begründet, dass mit größer werdenden Fenstern der Längsstrom gegenüber dem reinen Querstrom an Einfluss zunimmt, und sich damit das Rechenergebnis der Gesamtströmung immer weiter vom jenem des idealen, quer angeströmten Rohrbündels entfernt, die Nusseltsche Zahl geringer ausfällt und damit auch der Wärmeübergang Außenraum – äußere Rohrwandung zunehmend schlechter wird.

Demzufolge kann daraus abgeleitet werden, dass für eine rechnerische Vorwahl einer Rohrbündelkonstruktion bei Heiß- bzw. Nassdampf im Außenraum ein Wert in der Nähe von 0,4, für flüssige Medien ein Faktor $f_w > 0,5$ angenommen werden sollte.

Aus dieser Erkenntnis abgeleitet lässt sich folgern, dass die in dieser Berechnung getroffene Annahme für die Unterkühlungsphase von $f_{w,III} = 0,55$ mit großer Wahrscheinlichkeit auf der sicheren Seite liegend ist.

Eine weit aus größere Vereinfachung für die Berechnung der Nusseltschen Zahl um ein Rohrbündel wird in der Literatur [8], Sterger: Technische Mechanik 3, mit

$$Nu = 0,33 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \quad [8] \text{ Gl.(10.3)}$$

angegeben. Diese Beziehung hat Gültigkeit innerhalb der Grenze von $600 < Re < 4000$.

Die Reynoldssche Zahl ist für Gleichung (10.3) mit dem im Außenraum auftretenden Geschwindigkeitsmaximum zu errechnen. Das bedeutet, dass wiederum die Außenraumgeschwindigkeit zwischen den Rohrreihen errechnet werden muss, um aus der damit entstehenden Liste den Maximalwert ablesen zu können. Gl. (10.3) weist keine Gültigkeit für Phase II auf, und ist damit immer dann nicht verwendbar, wenn sich auf den Rohrbündelrohren ein Wasserfilm ausbildet auf welchen Dampf auftrifft.

Die Punkte 8, 9 und 10 der Auflistung sind in ihrem Aufwand nicht reduzierbar, wenn davon abgesehen wird, dass bei der Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k_i auf die vereinfachte Form

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{i,I}} + \frac{1}{\alpha_{a,I}} \frac{d_i}{d_a}} \quad [2] \text{ Gl.(6.1.4)}$$

zurückgegriffen werden könnte. Damit würde dem Umstand Rechnung getragen werden, dass die Wärmeleitung durch die Rohrwand in diesem Fall kaum von Bedeutung ist.

Das Rückrechnen auf die Wandtemperatur könnte nur insofern vereinfacht werden, als für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ausschließlich Gleichung

$$\Delta\vartheta_{\ln} = \frac{(\vartheta_w - \vartheta_{e,a}) - (\vartheta_w - \vartheta_{a,a})}{\ln \frac{\vartheta_w - \vartheta_{e,a}}{\vartheta_w - \vartheta_{a,a}}} \quad [4] \text{ Gl.(10.4)}$$

herangezogen wird. Darin steht ϑ_w für die mittlere Außenwandtemperatur der Rohrbündelrohre. Die Berechnung des auf einen Meter Rohrbündellänge bezogenen Wärmestromes bzw. das Rückrechnen auf die Wandtemperatur kann in der dargestellten Form erfolgen.

Welcher Rechenaufwand letztlich für das jeweilige Projekt sinnvoll ist, kann nur situationsspezifische entschieden werden. Aufgrund der Tatsache das zahlreiche Wärmeübertrager mit eigens dafür geschriebenen Computer – Rechenprogrammen berechnet werden, liegt der erhöhte Aufwand für die dargestellte Rechenform lediglich ein einziges Mal beim Programmieren vor. Für händische durchzuführende Berechnungen liefern die hier kurz dargestellten einfachen Rechenoperationsmethoden oftmals brauchbare Werte, zumal sie ua. auch von Fachliteraturen wie beispielsweise [2], Übungsbeispiele aus der Wärmlerhe, verwendet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Baehr, Hans Dieter: **Thermodynamik** – 5. Aufl. – Berlin: Springer Verlag, 1984
- [2] Berties, Werner; Möschwitzer, Roland: **Übungsbeispiele aus der Wärmelehre** – 20. Aufl. – Leipzig: Fachbuchverlag Leipzig, 2003
- [3] **VDI Wärmeatlas** – 4. Aufl. – Berlin: Springer Verlag, 1984
- [4] **VDI Wärmeatlas** – 9. Aufl. – Berlin: Springer Verlag, 2002
- [5] Gabernig, Heinz: **Energie- und Klimatechnik** – Wien: E. DORNER GmbH, 1995
- [6] Steger, Hans; Sieghart, Johann; Glauninger, Erhard: **Technische Mechanik 2, Festigkeitslehre, Kinematik, Kinetik, Hydromechanik** – 2. Aufl. – Wien: Hölder-Pichler-Tempsky, 1993
- [7] Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl: **Wärme- und Stoffübertragung** – Berlin: Springer Verlag, 1984
- [8] Steger, Hans; Sieghart, Johann; Glauninger, Erhard: **Technische Mechanik 3, Thermodynamik, Festigkeitslehre, Schwingungen** – 3. Aufl. – Wien: Hölder-Pichler-Tempsky, 1999
- [9] Leutert, Gerhard: Lehrhilfsmittel **Technische Thermodynamik Teil II**, Mittweida, 2001
- [10] Baehr, Hans Dieter; Kabelac, Stephan: **Thermodynamik** – 12. Aufl. – Berlin: Springer Verlag, 2005
- [11] Hemming, Werner: **Verfahrenstechnik** – 8. Aufl. – Würzburg: Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 1999
- [12] Schärf, Julius: **Funktionen- und Zahlentafeln** – 14. Aufl. – Wien: R. Oldenbourg Verlag, 1994

**Erklärung
zur
selbstständigen Anfertigung**

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der
angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Bearbeitungsort, Datum

Unterschrift

Wien, 22. 2. 2009

Ing. Christian Danksagmüller